

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

Marcelo Andrés Bustamante Silva

**CARACTERÍSTICAS DISSIPATIVAS DE AMORTECEDORES  
DE PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO**

Florianópolis

2014



Marcelo Andrés Bustamante Silva

**CARACTERÍSTICAS DISSIPATIVAS DE AMORTECEDORES  
DE PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO**

Tese submetida ao Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Mecânica  
da Universidade Federal de Santa  
Catarina para a obtenção do Grau de  
Doutor em Engenharia Mecânica.  
Orientador: Prof. Samir Gerges, Ph.D.  
Co-Orientador: Prof. Erasmo F.  
Vergara, Dr.Eng.

Florianópolis

2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Bustamante, Marcelo Andrés

CARACTERÍSTICAS DISSIPATIVAS DE AMORTECEDORES DE  
PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO / Marcelo Andrés Bustamante ;  
orientador, Samir N.Y. Gerges ; coorientador, Erasmo  
Felipe Vergara. - Florianópolis, SC, 2014.  
165 p.

- Universidade Federal de Santa Catarina, . Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Controle de vibrações. 3.  
Amortecedor de partículas de elastômero. 4. Neutralizador  
dinâmico. I. Gerges, Samir N.Y. . II. Vergara, Erasmo  
Felipe. III. Universidade Federal de Santa Catarina.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Marcelo Andrés Bustamante Silva

## **CARACTERÍSTICAS DISSIPATIVAS DE AMORTECEDORES DE PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO**

Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 07 de outubro de 2014.

---

Prof. Armando A. Gonçalves Jr, Dr.Eng.  
Coordenador do Curso

---

Prof. Samir N.Y. Gerges, Ph.D.  
Orientador – UFSC

---

Prof. Erasmo F. Vergara, Dr.Eng.  
Co-Orientador – UFSC

### **Banca Examinadora:**

---

Prof.<sup>a</sup> Stelamaris Rolla Bertoli,  
Dr.Eng.– UNICAMP  
Relatora

---

Prof. Júlio A. Cordioli, Dr.Eng.  
UFSC

---

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.  
UFSC

---

Prof. Roberto A. Dias, Dr.Eng.  
IFSC

---

Prof. Jorge P. Arenas, Ph.D.  
UACH (Chile)



Dedicado especialmente a minha mãe  
Mercedes. Também ao meu pai  
Nolberto, e a minha filha Pía Isidora e a  
Juliana por ter sido a minha  
companheira neste tempo.





## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço ao professor Samir Gerges por ter me acolhido como aluno tanto no mestrado quanto no doutorado e por me considerar nos correspondentes projetos de pesquisa envolvidos.

Ao professor Felipe Vergara pela co-orientação prestada durante a realização deste trabalho, principalmente pela ajuda em estruturar os tópicos e a redação.

Aos professores do Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC, Arcanjo Lenzi e Roberto Jordan e Julio Cordioli pelos conhecimentos compartilhados nas suas aulas e pelo esclarecimento de dúvidas deste trabalho nas várias oportunidades.

Aos representantes da ITT Enidine Inc., Jeffrey Weisbeck e Mark Ott, por financiar parcialmente este projeto de pesquisa.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela bolsa de doutorado. E, em geral, ao Brasil por ter me acolhido como um irmão latino-americano.

Aos bolsistas de iniciação científica que participaram deste projeto e dos anteriores durante o transcurso do doutorado; Patricio Martin; Thiago Wilvert; Gregório Azevedo; Victor Soares e Nicolás Araya.

Aos colegas do laboratório Giovanni Bratti, com quem compartilhamos e analisamos importantes aspectos das nossas pesquisas; também a Kauê Werner e Júlio Texeira (Garrincha).

À Eloisa Rosalen pela ajuda dispensada na correção do português dessa tese.



## RESUMO

No presente trabalho foi realizado um estudo do comportamento dinâmico de alguns amortecedores de partículas de elastômero (EPD) com movimento vertical. Estes amortecedores compõem-se de um recipiente rígido que contém um grande número de partículas de elastômero. Os EPDs são aderidos rigidamente à estrutura que se deseja ser controlada. Mediante ensaios foram obtidas curvas da impedância em função da frequência e da aceleração, tanto diretamente na base do EPD quanto este inserido em um sistema de 1 grau de liberdade (GDL). Quando o EPD foi submetido a acelerações perto de 1 g, as partículas adotaram um estado de fluidização, e foi evidenciado um grande amortecimento do sistema, tal como descrito na literatura. Os mecanismos de dissipação de energia aqui são devido ao atrito e colisões inelásticas das partículas. Porém, foi descoberto que o material granular se comporta como um sólido para níveis menores de 1 g de aceleração. Assim, ele possui um conjunto de modos de vibração produzidos por ondas longitudinais estacionárias. Em consequência, em cada uma das suas frequências naturais o EPD pode funcionar como um neutralizador dinâmico. Foram aplicados amortecedores EPD sintonizados a uma viga em balanço e a uma placa de aço para controlar um dos seus modos de vibração. O resultado foi que o pico da curva de mobilidade em ambos os casos foi praticamente eliminado. Além disso, foi conseguida uma elevada atenuação na maioria das frequências naturais superiores. Este tipo de amortecedor foi também aplicado a uma unidade de piso de avião e o seu desempenho foi comparado com outras técnicas de controle de vibração. Os EPDs aparecem como uma técnica de controle de vibração eficiente e econômica para este tipo de estrutura.

**Palavras-chave:** Controle de vibração; Amortecedor de partículas de elastômero; Neutralizador dinâmico; Estado de fluidização; Ondas estacionárias.



## ABSTRACT

In this work a study of the dynamic behavior of a few elastomer particle dampers (EPD) with vertical movement was performed. These dampers consist of a container with a large number of particles inside. EPDs are adhered stiffly to a structure to be controlled. Impedance curves as a function of frequency and acceleration were obtained through experiments both directly at the base of the damper as placed in a single degree of freedom (SDOF) system. When the EPD was subjected to accelerations near 1 g, the particles adopted a state of fluidization, and evidenced a large damping of the system, as described in the literature. Energy dissipation mechanisms here are due to friction and inelastic collisions of the particles. However, it was found that the granular material is behaving as a solid for levels lower than of 1 g acceleration. Thus, it has a set of modes of vibration produced by longitudinal standing waves. Thus, in each of its natural frequencies, EPD can function as a dynamic neutralizer. EPD dampers tuned to a cantilever beam and a steel plate were applied to control one of its vibration modes. The result was that the peak of the curve mobility in both cases was virtually eliminated. Furthermore, a high attenuation in most of the higher natural frequencies has been achieved. This type of damper was also applied to an aircraft floor unit and its performance was compared with other vibration control techniques. EPDs appear as an efficient and economical vibration control technique for this type of structures.

**Keywords:** Vibration control; Elastomer particles damper; Neutralizer dynamic; Fluidization state; Standing waves.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1. Acima, mecanismo de dissipação de energia por extensão da camada viscoelástica em um tratamento de camada livre. Embaixo, mecanismo de dissipação de energia por cisalhamento de uma camada viscoelástica em um tratamento multicamada.....	2
Figura 1-2. Esquerda, esquema de um amortecedor de impacto. Direita, esquema de um amortecedor de partículas.....	3
Figura 2-1. Modelo fonte-caminho-receptor usado em problemas de ruído e vibrações.....	9
Figura 2-2. Sistema de 1 GDL com amortecimento viscoso excitado com vibração forçada na fundação. ....	12
Figura 2-3. Curva de transmissibilidade teórica de um sistema de 1 GDL com amortecimento viscoso usando a equação (2.3) com $\zeta = 0.01$ e $f_n = 10$ Hz.....	13
Figura 2-4. Curva de transmissibilidade teórica de um sistema de 1 GLD com amortecimento viscoso usando a equação (2.3) variando a razão de amortecimento $\zeta$ e $f_n = 10$ Hz. ....	14
Figura 2-5. Configuração de tratamento de amortecimento por extensão.....	18
Figura 2-6. Configuração de tratamento de amortecimento por cisalhamento..	19
Figura 2-7. Diagrama esquemático de um amortecedor de partículas. ....	20
Figura 4-1. Dimensão da viga de Oberst usada no sistema de medição.....	36
Figura 4-2. Amortecedor EPD com 40 g de partículas de elastômero em forma de prismas retangulares.....	36
Figura 4-3. Sistema de medição de curvas FRF de um amortecedor EPD inserido em um sistema de 1 GDL composto por uma viga de Oberst engastada no extremo esquerdo e livre no extremo direito.....	36
Figura 4-4. Magnitude da mobilidade do sistema de 1 GDL (mostrado na Figura 4-3) com o recipiente sem partículas. ....	37
Figura 4-5. Parte real e parte imaginária da mobilidade do sistema de 1 GDL (mostrado na Figura 4-3) com o recipiente sem partículas. ....	38
Figura 4-6. Ângulo de fase da mobilidade do sistema de 1 GDL (mostrado na Figura 4-3) com o recipiente sem partículas.....	38
Figura 4-7. Método da banda de meia potência para medição do fator de perda. ( $Y_{pico}$ é o valor máximo da curva do módulo da mobilidade). ....	39
Figura 4-8. Magnitude da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. (a): sistema excitado com ruído branco. (b): sistema excitado com um sinal <i>swept sine</i> .....	41
Figura 4-9. Gráfico 3D da mobilidade do sistema viga-EPD em função da frequência e da aceleração experimentada pelo amortecedor. ....	42
Figura 4-10. Parte real da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.....	43
Figura 4-11. Parte imaginária da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.....	44
Figura 4-12. Ângulo de fase da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.....	44

Figura 4-13. Magnitude da impedância do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. ....	45
Figura 4-14. Parte real da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. ....	46
Figura 4-15. Parte imaginária da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. ....	47
Figura 4-16. Fator de perda do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor calculado com o método da banda de meia potência. ....	48
Figura 4-17. Magnitude da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. ....	50
Figura 4-18. Gráfico 3D da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função da frequência e da aceleração experimentada pelo amortecedor. ....	51
Figura 4-19. Parte real da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. ....	52
Figura 4-20. Parte imaginária da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. ....	52
Figura 4-21. Ângulo de fase da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. ....	53
Figura 5-1. Sistema de medição da impedância de um amortecedor EPD. Direita: vista desde o lado. Esquerda: vista desde acima. ....	56
Figura 5-2. Magnitude da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano. ....	57
Figura 5-3. Magnitude da impedância na base do cilindro de alumínio vazio. ....	57
Figura 5-4. Parte real e imaginária da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano. ....	58
Figura 5-5. Ângulo de fase da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano. ....	58
Figura 5-6. Diagrama de um sistema de um grau de liberdade e das forças na massa $M_1$ . ....	59
Figura 5-7. Sistema de um grau de liberdade com força aplicada na base. ....	60
Figura 5-8. Sistema de dois graus de liberdade unidos em paralelo e com força aplicada na base. ....	61
Figura 5-9. Sistema de N graus de liberdade unidos em paralelo e com força aplicada na base. ....	62
Figura 5-10. Magnitude da impedância na base de um sistema de 1 GDL, como mostrado na Figura 5-6, com $M = 0,1 \text{ kg}$ , $f_0 = 200 \text{ Hz}$ e $C = 25 \text{ Ns/m}$ . ....	63
Figura 5-11. Parte real e imaginária da impedância na base de um sistema de 1 GDL, como mostrado na Figura 5-6, com $M = 0,1 \text{ kg}$ , $f_0 = 200 \text{ Hz}$ e $C = 25 \text{ Ns/m}$ . ....	63
Figura 5-12. Ângulo de fase da impedância na base de um sistema de 1 GDL, como mostrado na Figura 5-6, com $M = 0,1 \text{ kg}$ , $f_0 = 200 \text{ Hz}$ e $C = 25 \text{ Ns/m}$ . ....	64
Figura 5-13. Magnitude da impedância na base de um sistema de 2 GDL, como mostrado na Figura 5-8, com $M_1 = M_2 = 0,084 \text{ kg}$ , $f_1 = 204 \text{ Hz}$ , $f_2 = 338 \text{ Hz}$ , $\zeta_1 = 0,061$ e $\zeta_2 = 0,134$ . ....	64



Figura 5-14. Parte real e imaginária da impedância na base de um sistema de 2 GDL, como mostrado na Figura 5-8, com $M_1 = M_2 = 0,084 \text{ kg}$ , $f_1 = 204 \text{ Hz}$ , $f_2 = 338 \text{ Hz}$ , $\zeta_1 = 0,061$ e $\zeta_2 = 0,134$ .....	65
Figura 5-15. Ângulo de fase da impedância na base de um sistema de 2 GDL, como mostrado na Figura 5-8, com $M_1 = M_2 = 0,084 \text{ kg}$ , $f_1 = 204 \text{ Hz}$ , $f_2 = 338 \text{ Hz}$ , $\zeta_1 = 0,061$ e $\zeta_2 = 0,134$ .....	65
Figura 5-16. Curva experimental da magnitude da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano e a correspondente curva teórica obtida com um modelo de 8 GDL unidos em paralelo. ....	66
Figura 5-17. Curva experimental da parte real da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano e a correspondente curva teórica obtida com um modelo de 8 GDL unidos em paralelo. ....	67
Figura 5-18. Curva experimental da parte imaginária da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano e a correspondente curva teórica obtida com um modelo de 8 GDL unidos em paralelo. ....	67
Figura 5-19. Curva experimental do ângulo de fase da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano e a correspondente curva teórica obtida com um modelo de 8 GDL unidos em paralelo. ....	68
Figura 5-20. Sistema de medição da impedância na base de um cilindro com partículas de poliuretano e velocidade na superfície superior das partículas medida com um vibrômetro laser.....	69
Figura 5-21. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro de alumínio.....	70
Figura 5-22. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 19 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro. ....	70
Figura 5-23. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 38 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro. ....	71
Figura 5-24. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 56 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro. ....	71
Figura 5-25. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 75 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro. ....	71
Figura 5-26. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 94 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro. ....	72
Figura 5-27. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 113 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro. ....	72
Figura 5-28. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 131 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro. ....	72
Figura 5-29. Magnitude da impedância de um amortecedor EPD em função da altura de partículas de Poliuretano. ....	74

Figura 5-30. Velocidade da primeira onda estacionária em função da altura de partículas de poliuretano. Curva vermelha: dados calculados a partir das curvas da Figura 5-29. Curva azul: Reta calculada com ajuste de curva.....	75
Figura 5-31. Frequência da primeira onda estacionária em função da altura das partículas de poliuretano.....	76
Figura 5-32. Magnitude da impedância de um amortecedor EPD em função da altura de partículas de elastômero A.....	77
Figura 5-33. Velocidade da primeira onda estacionária em função da altura de partículas de elastômero A. Curva vermelha: dados calculados a partir das curvas da Figura 32. Curva azul: Reta calculada com ajuste de curva.....	78
Figura 5-34. Frequência da primeira onda estacionária em função da altura das partículas de elastômero A.....	79
Figura 5-35. Magnitude da impedância de um amortecedor EPD em função da altura de partículas de elastômero B.....	79
Figura 5-36. Velocidade da primeira onda estacionária em função da altura de partículas de elastômero B. Curva vermelha: dados calculados a partir dos resultados de medições mostrados na Figura 5-35. Curva azul: reta calculada com ajuste de curva.....	80
Figura 5-37. Frequência da primeira onda estacionária em função da altura das partículas de elastômero B.....	81
Figura 5-38. Frequência da primeira onda estacionária em função da altura de três materiais granulares.....	81
Figura 6-1. Geometrias das partículas de elastômero usadas no amortecedor EPD (É mostrada uma caneta para dimensionar as medidas das partículas). ....	86
Figura 6-2. Sistema de medição da impedância de um amortecedor EPD em função da frequência e da aceleração experimentada pelo recipiente.....	86
Figura 6-3. Magnitude da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A triturado em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	88
Figura 6-4. Parte real da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A triturado em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	89
Figura 6-5. Parte imaginária da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A triturado em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	90
Figura 6-6. Ângulo de fase da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A triturado em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	91
Figura 6-7. Magnitude da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	92

Figura 6-8. Parte real da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	93
Figura 6-9. Parte imaginária da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	94
Figura 6-10. Ângulo de fase da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	95
Figura 6-11. Magnitude da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero B em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	96
Figura 6-12. Parte real da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero B em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	97
Figura 6-13. Parte imaginária da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero B em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	98
Figura 6-14. Ângulo de fase da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero B em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	99
Figura 6-15. Magnitude da impedância de um EPD com 40 g de partículas de poliuretano em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	100
Figura 6-16. Parte real da impedância de um EPD com 40 g de partículas de poliuretano em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	101
Figura 6-17. Parte imaginária da impedância de um EPD com 40 g de partículas de poliuretano em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	102
Figura 6-18. Ângulo de fase da impedância de um EPD com 40 g de partículas de poliuretano em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal <i>swept sine</i> . b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).....	103
Figura 7-1. De cima para abaixo: as três primeiras formas modais de uma placa de aço com dimensões $L_x = 41,2$ cm, $L_y = 21,0$ cm e $L_z = 0,2$ cm. Na esquerda as formas modais obtidas por AME e na direita por AEF.....	108
Figura 7-2. Esquema das linhas nodais do modo [2 0] de uma placa retangular e a posição eficiente de 3 EPD nas áreas de maior deslocamento. ....	109
Figura 7-3. Sistema de medição para obter curvas de mobilidade na placa de aço com e sem amortecedores EPDs. ....	110
Figura 7-4. Esquema da discretização da placa de aço em 60 elementos.....	111
Figura 7-5. Placa de aço com condição de contorno livre. O excitador de vibração está em um canto da placa e o acelerômetro em um elemento da placa discretizada. Esquerda: Placa sem amortecedores. Direita: Placa com 3 EPD.	111

Figura 7-6. Curvas de inertância da placa de aço com 3 EPD em função da aceleração na entrada a) Curvas de inertância em função da frequência. A curva preta corresponde à placa sem amortecedores. b) As mesmas curvas de inertância em a) em função da frequência e do nível de aceleração na entrada.	114
Figura 7-7. Fator de perda da placa com e sem amortecedores EPD obtidas com o método da banda de meia potência na frequência natural $f_{2,0}$ .	115
Figura 7-8. Mobilidade média no espaço da placa de aço com e sem amortecedores EPD.	116
Figura 7-9. Fator de perda da placa com três amortecedores EPD obtidas com o método da potência de entrada.	117
Figura 8-1. Curvas de eficiência de radiação típica de painéis tipo <i>honeycomb</i>	120
Figura 8-2. Unidade de piso de avião construída em laboratório.	121
Figura 8-3. Suportes cilíndricos de alumínio sólido para conectar o painel do piso com a sua base de apoio diretamente ou com um isolador comercial.	121
Figura 8-4. Base de alumínio da unidade de piso de avião construída em laboratório e posições dos suportes cilíndricos de alumínio (medidas em cm).	122
Figura 8-5. Fixador comercial instalado no painel do piso tipo <i>honeycomb</i> .	123
Figura 8-6. Montagem e sistema de medição.	123
Figura 8-7. Pontos de medição na superfície do painel do piso de avião.	125
Figura 8-8. Nível de aceleração do piso de um avião comercial em estado de cruzeiro (curva preta) e níveis de aceleração no painel da unidade de piso de avião construída em laboratório com diferentes níveis de potências de entrada.	126
Figura 8-9. Curvas de inertância obtidas no ponto 3 do painel do piso de avião com os níveis de potência de entrada usados na Figura 8-8.	127
Figura 8-10. Coerência da curva de inertância obtidas no ponto 3 do painel do piso de avião com 0 dB de potência de entrada. A linha vermelha indica o valor médio da curva.	127
Figura 8-11. Conexão rígida do painel do piso de avião tipo <i>honeycomb</i> .	128
Figura 8-12. Curvas de aceleração do painel do piso de avião com conexão rígida. Curva preta: Nível de aceleração média espacial. Curvas cinza: níveis de aceleração em cada um dos oito pontos medidos.	129
Figura 8-13. Unidade do piso de avião com 60 EPDs na superfície inferior.	130
Figura 8-14. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião com diferentes tipos de amortecedores de partículas de elastômero.	131
Figura 8-15. Painel do piso de avião conectado com: (a) um isolador comercial, (b) um isolador formado por um elastômero com base quadrada e (c) um isolador formado por um elastômero em forma de arco.	132
Figura 8-16. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião conectado com três tipos de isoladores.	133

Figura 8-17. Unidade de piso de avião com um tratamento de amortecimento por camada limitadora comercial aderida. ....	134
Figura 8-18. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião com 60 amortecedores de partículas de elastômero e um tratamento de amortecimento por camada limitadora comercial.....	134
Figura 8-19. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião com três tipos diferentes de controle de vibração. ....	135
Figura 8-20. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião com diferentes combinações de tratamentos de controle de vibração. ....	136



## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1. Equipamento usado no sistema de medição. ....	124
Tabela 2. Configurações dos diferentes tipos e quantidades de amortecedores EPDs aplicados à unidade de piso de avião. ....	130





## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AVC – *Active vibration control.*  
ASAC – *Active structural acoustic control.*  
CLD – *Constrained layer damping.*  
EPD – *Elastomer particle damper.*  
FRF – *Frequency function response.*  
GDL – Grau de liberdade.  
max – Valor máximo.  
PVC – *Passive vibration control.*  
PD – *Particle damper.*  
PIM – *Power input method.*  
rms – *Root mean square.*  
req – Valor requerido.



## LISTA DE SÍMBOLO

### Alfabeto Latino

$C$	Coefficiente de amortecimento.
$C_0$	Coefficiente de amortecimento crítico
dB	Decibel.
dBA	Decibel com ponderação A.
$f_n$	Frequência natural (sistema não amortecido)
$f_{x,y}$	Frequência natural do modo $[x\ y]$ .
$F$	Força.
g	Gramas.
$g$	Aceleração de gravidade.
Hz	Hertz.
$I$	Inertância.
$k$	Constante de rigidez.
Lx	Comprimento na direção X.
Ly	Comprimento na direção Y.
Lz	Comprimento na direção Z.
$m_j$	Massa do elemento $j$ .
$M$	Massa de um sistema de um grau de liberdade.
$M$	Massa do sistema primário.
$m$	Massa do amortecedor EPD.
$N$	Número de elementos de discretização.
$S$	Superfície.
$T$	Transmissibilidade.
$t$	Tempo.
$u$	Deslocamento linear da fundação de um sistema de um grau de liberdade.
$\dot{u}$	Primeira derivada de $u$ .
$u_0$	Amplitude do deslocamento $u$ .
$v$	Velocidade.
$v_f$	Velocidade final.
$x$	Deslocamento linear da massa $M$ .
$\dot{x}$	Primeira derivada de $x$ ou velocidade.
$\ddot{x}$	Segunda derivada de $x$ ou aceleração.
$[x\ y]$	Modo natural de vibração com $x$ líneas nodais perpendicular ao eixo X e com $y$ linhas nodais perpendiculares ao eixo Y.
$Y$	Mobilidade.
$Y_{ii}$	Mobilidade pontual.

$Y_{ij}$	Mobilidade de transferência.
$\langle \rangle$	Valor médio no espaço.
$-$	Valor médio no tempo.

## Alfabeto Grego

$\zeta$	Razão de amortecimento.
$\eta$	Fator de perda por amortecimento.
$\eta_i$	Fator fr perda inicial.
$\mu$	Razão entre a massa do sistema primário $M$ e a massa do EPD $m$ .
$\psi$	Ângulo de fase.
$\omega$	Frequência angular.
$\omega_n$	Frequência angular natural (sistema não amortecido)
$\omega_d$	Frequência natural amortecida.
$\Delta\omega$	Largura de banda.

## SUMÁRIO

<b>1. CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1. OBJETIVOS .....	5
1.2. ESTRUTURA DA TESE.....	5
<b>2. CAPÍTULO 2: TÉCNICAS DE CONTROLE DE RUÍDO E VIBRAÇÕES .....</b>	<b>9</b>
2.1. INTRODUÇÃO .....	9
<b>2.1.1. Classificação dos métodos de controle de vibração .....</b>	<b>10</b>
2.2. ISOLADORES DE VIBRAÇÕES .....	11
<b>2.2.1. Conceitos Básicos de Isoladores de Vibrações .....</b>	<b>11</b>
2.3. REDUÇÃO DA RESPOSTA VIBRATÓRIA .....	15
<b>2.3.1. Dissipação de Energia Vibratória.....</b>	<b>15</b>
2.4. DISCUSSÃO E RESUMO .....	20
<b>3. CAPÍTULO 3: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE AMORTECEDORES DE PARTÍCULAS.....</b>	<b>23</b>
3.1. INTRODUÇÃO .....	23
3.2. AMORTECEDORES DE IMPACTO .....	23
3.3. AMORTECEDORES DE PARTÍCULAS .....	26
3.4. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES .....	31
<b>4. CAPÍTULO 4: ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM AMORTECEDOR EPD EM UM SISTEMA DE 1 GDL .....</b>	<b>35</b>
4.1. INTRODUÇÃO .....	35
4.2. METODOLOGIA DAS MEDIÇÕES .....	35
<b>4.2.1. Sistema mecânico de 1 GDL.....</b>	<b>37</b>
<b>4.2.2. Método da Banda de Meia Potência de um Sistema de 1 GDL ..</b>	<b>38</b>
4.3. AMORTECEDOR EPD EM UM SISTEMA DE 1 GDL. ESTADO DE FLUIDIZAÇÃO.....	39
4.4. AMORTECEDOR EPD EM UM SISTEMA DE 1 GDL SINTONIZADOS .....	49
4.5. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES .....	53
<b>5. CAPÍTULO 5: ANÁLISE DE IMPEDÂNCIA DE UM EPD. ONDAS ESTACIONÁRIAS .....</b>	<b>55</b>
5.1. INTRODUÇÃO .....	55
5.2. IMPEDÂNCIA DE UM AMORTECEDOR EPD .....	56
5.3. ANÁLISE TEÓRICA DE IMPEDÂNCIA .....	59

5.3.1.	Impedância na Base de um Sistema de 1 Grau de Liberdade....	59
5.3.2.	Impedância na Base de um Sistema de 2 Graus de Liberdade ..	61
5.3.3.	Impedância na Base de um Sistema de N Graus de Liberdade .	62
5.4.	COMPARAÇÃO IMPEDÂNCIA TEÓRICA EXPERIMENTAL..	63
5.4.1.	Exemplo de um Sistemas de 1 GDL com Movimento na Base ...	63
5.4.2.	Exemplo de um Sistema de 2 GDL com Movimento na Base.....	64
5.4.3.	Comparação da Impedância Teórica e Experimental do Amortecedor EPD.....	66
5.5.	ANÁLISE DO PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO DO AMORTECEDOR EPD .....	68
5.6.	VELOCIDADE DE ONDA LONGITUDINAL EM FUNÇÃO DA ALTURA DO MATERIAL GRANULAR.....	73
5.6.1.	Amortecedor EPD com Partículas de Poliuretano .....	74
5.6.2.	Amortecedor EPD com Partículas de Elastômeros A e B.....	77
5.7.	DISCUSSÃO E CONCLUSÕES.....	82
6.	<b>CAPÍTULO 6: IMPEDÂNCIA DE QUATRO EPD EM FUNÇÃO DA ACELERAÇÃO E DA FREQUÊNCIA.....</b>	<b>85</b>
6.1.	INTRODUÇÃO.....	85
6.2.	METODOLOGIA DAS MEDIÇÕES.....	86
6.3.	IMPEDÂNCIA DE UM EPD COM 40G DE PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO A TRITURADO.....	87
6.4.	IMPEDÂNCIA DE UM EPD COM 40G DE PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO A.....	91
6.5.	IMPEDÂNCIA DE UM EPD COM 40G DE PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO B .....	95
6.6.	IMPEDÂNCIA DE UM EPD COM 40G DE PARTÍCULAS DE POLIURETANO .....	99
6.7.	DISCUSSÃO E CONCLUSÕES.....	103
7.	<b>CAPÍTULO 7: APLICAÇÃO DE UM EPD SINTONIZADO COM UMA FREQUÊNCIA NATURAL DE UMA PLACA DE AÇO.....</b>	<b>107</b>
7.1.	INTRODUÇÃO.....	107
7.2.	METODOLOGIA DAS MEDIÇÕES.....	110
7.2.1.	Curvas de Mobilidade Média no Espaço .....	111
7.2.2.	Método da Banda de Meia Potência .....	112
7.2.3.	Método da Potência de Entrada .....	113
7.3.	RESULTADOS .....	113

7.3.1. Amortecimento na Frequência Natural $f_{2,0}$ da Placa.....	113
7.3.2. Amortecimento na Faixa de Frequência entre 20-2kHz. ....	116
7.4. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES.....	117
<b>8. CAPÍTULO 8: APLICAÇÃO DE EPDs EM UMA UNIDADE DE PISO DE AVIÃO E COMPARAÇÃO COM OUTRAS TÉCNICAS DE CONTROLE DE VIBRAÇÃO .....</b>	<b>119</b>
8.1. INTRODUÇÃO .....	119
8.2. METODOLOGIA DAS MEDIÇÕES DO NÍVEL DE ACELERAÇÃO MÉDIA ESPACIAL NO PAINEL.....	123
8.3. NÍVEL DE ACELERAÇÃO DO PAINEL DO PISO DE AVIÃO COM CONEXÃO RÍGIDA .....	126
8.3.1. Estudo de Linearidade.....	126
8.3.2. Resultados das Medições do Nível de Aceleração Média no Espaço do Painel do Piso de Avião.....	128
8.4. ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÃO DE UM PISO DE AVIÃO COM EPDs .....	129
8.5. ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÃO DE UM PISO DE AVIÃO COM ISOLADORES.....	131
8.6. ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÃO DE UM PISO DE AVIÃO COM TRATAMENTO DE AMORTECIMENTO POR CAMADA LIMITADORA .....	133
8.7. COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DAS TÉCNICAS USADAS DE CONTROLE DE RUÍDO E VIBRAÇÃO .....	135
8.8. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES.....	136
<b>9. CAPÍTULO 9: DISCUSSÃO, CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>139</b>
9.1. DISCUSSÃO .....	139
9.2. CONCLUSÕES .....	140
9.3. TRABALHOS FUTUROS .....	142
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>145</b>
<b>APÊNDICES.....</b>	<b>153</b>
APÊNDICE A – CURVAS EXPERIMENTAIS DE ALGUNS ISOLADORES .....	155
A.1 Estudo de Linearidade.....	156
A.2 Comparação da Transmissibilidade dos Isoladores Estudados	157

APÊNDICE B – EXEMPLO DE UM SISTEMA DE 1 GDL COM MOVIMENTO NA BASE VARIANDO O RAZÃO DE AMORTECIMENTO .....	159
<b>ANEXOS.....</b>	<b>161</b>
ANEXO A .....	163
ANEXO B .....	165



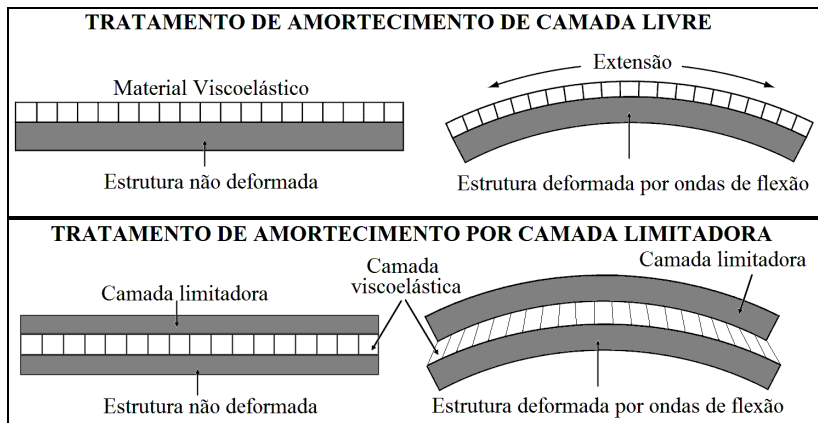
## 1. CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO

Metais e ligas em geral possuem um amortecimento interno bastante baixo. Portanto, estruturas construídas com esses materiais também possuem em geral um baixo amortecimento interno. Os modos de vibração destas estruturas podem ser controlados adicionando amortecimento. Esta adição de amortecimento pode ser realizada, por exemplo, por mecanismos externos à estrutura, tais como a interação com algum fluido viscoso, o atrito nas juntas com outras estruturas, ou pelo uso de materiais viscoelásticos em diferentes tipos de configurações multicamadas.

Tratamentos de amortecimentos tradicionais usam materiais viscoelásticos para converter energia de deformação em energia térmica através de movimentos relativos internos entre suas moléculas. A energia de deformação elástica armazenada na estrutura pode ser convertida em calor devido à extensão, à deformação por cisalhamento ou por deformação da espessura do material viscoelástico. De grande importância são os estudos realizados por Ross et al. [1] por terem desenvolvido as equações RUK, em honra de seus autores. Estes estudos fornecem uma ferramenta para prever a quantidade de amortecimento adicionado a uma estrutura pelos tratamentos multicamadas com materiais viscoelásticos. A Figura 1-1 mostra um esquema de uma estrutura com tratamento de amortecimento de camada viscoelástica livre e com uma camada limitadora (conhecido em inglês como *constrained layer damping* (CLD)). No primeiro caso o amortecimento é atingido por extensão da camada viscoelástica e no segundo caso por cisalhamento dessa mesma camada. Segundo os autores citados, a maior quantidade de amortecimento é conseguida quando o material viscoelástico é submetido a cisalhamento.

Estes tratamentos que usam materiais viscoelásticos têm sido bastante satisfatórios para tratar problemas de controle de ruído e vibrações. Porém, a desvantagem desses materiais é a grande sensibilidade do processo de amortecimento à temperatura [2]. Outra desvantagem está relacionada com as propriedades do material viscoelástico, já que são fortemente dependentes da frequência e da deformação.

Figura 1-1. Acima, mecanismo de dissipação de energia por extensão da camada viscoelástica em um tratamento de camada livre. Embaixo, mecanismo de dissipação de energia por cisalhamento de uma camada viscoelástica em um tratamento multicamada.



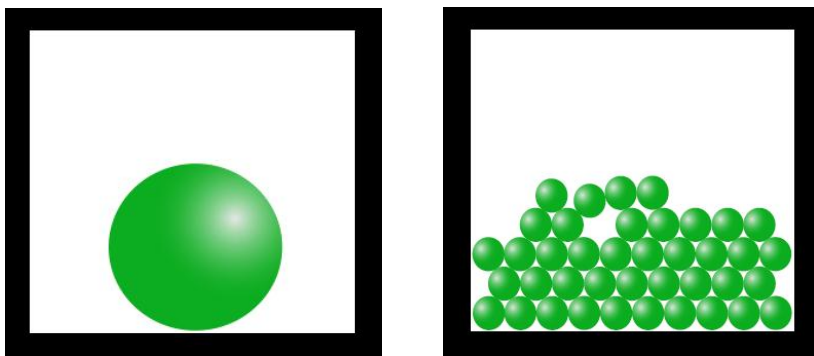
Fonte: Adaptado de [3].

Como alternativa, o uso de amortecedores de partículas (PDs) (do inglês, Particle Damper) pode representar uma solução interessante. Amortecedores de partículas são formados por um recipiente rígido que contém um número grande de partículas elásticas ou viscoelásticas (por exemplo: areia, rolamentos, partículas de elastômeros), geralmente em forma de esferas. Apesar de que partículas viscoelásticas apresentam os problemas indicados no parágrafo anterior, neste tipo de dispositivo o amortecimento não é produzido por cisalhamento. Quando uma única massa auxiliar é colocada dentro do recipiente, o amortecedor é chamado amortecedor de impacto. A Figura 1-2 mostra um esquema de um amortecedor de impacto e de um amortecedor de partículas.

Em um amortecedor de impacto uma massa solta impacta dentro do recipiente aderido ao sistema vibrante. Impactos repetitivos da massa livre contra as paredes do recipiente têm o efeito de atenuar o movimento do sistema principal. Assim, o amortecimento é conseguido através da perda de energia cinética por colisões inelásticas entre a massa auxiliar e as paredes do recipiente. O dispositivo é, de fato, um absorvedor de vibração no sentido de que um sistema auxiliar é fixado no sistema principal com o fim de

suprimir uma ressonância, mas difere do convencional absorvedor sintonizado porque a massa livre possui uma indeterminada frequência natural de oscilação dentro do recipiente. O dispositivo é mais efetivo quando a massa tem um impacto em cada extremo do recipiente durante cada ciclo do sistema principal [4].

Figura 1-2. Esquerda, esquema de um amortecedor de impacto. Direita, esquema de um amortecedor de partículas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os primeiros estudos deste tipo de amortecedores foram sobre amortecedores de impacto, isto muito antes de surgirem os de partículas. O primeiro artigo sobre este tipo de dispositivo data do ano 1930. Porém, a partir do ano 1954 observa-se na literatura uma quantidade crescente de artigos sobre amortecedores de impacto. Posteriormente, foram feitos estudos de amortecedores de impacto com material granular ao invés de uma massa única auxiliar. Com o tempo, os amortecedores de impacto com material granular foram chamados amortecedores de partículas.

Os amortecedores de partículas podem ser adicionados a uma estrutura de duas maneiras: o primeiro, aderindo rigidamente o recipiente do amortecedor a uma superfície exterior, e o segundo, preenchendo com partículas espaços ociosos fabricados propositadamente para este fim, ou preexistentes.

O princípio de operação de um amortecedor de partículas está baseado na dissipação de energia através de múltiplas colisões inelásticas e atrito entre as partículas, e as colisões entre as partículas e as paredes do recipiente. O sistema resultante é

altamente não linear, isto é, a resposta vibratória depende fortemente da amplitude de excitação. A sua capacidade de amortecimento depende do nível de aceleração experimentado pelo recipiente. Existe uma grande quantidade de parâmetros que afetam o desempenho de um amortecedor de partículas. Estes parâmetros incluem o tamanho, a forma, o número e as propriedades mecânicas das partículas. E também, incluem as dimensões e forma do recipiente, e as propriedades que afetam as interações entre partículas e entre partículas e o recipiente, tais como o coeficiente de restituição e coeficiente de atrito [5].

Os amortecedores de partículas mostram diferentes comportamentos dinâmicos segundo o nível de vibração que estes experimentam. Quando as amplitudes de vibração são muito baixas, é dito que o sistema está em um “estado condensado”, onde as partículas permanecem em contato entre elas e são movidas em conjunto. Quando as amplitudes de vibração são altas, as partículas são movidas individualmente como partículas de um fluido, e é dito que o sistema está num “estado de fluidização” [6]. Durante a transição entre os dois regimes, em algumas regiões as partículas estão fluidizadas e em outras estão ainda condensadas. A presença destes dois regimes e a transição a partir de um até o outro depende do coeficiente de restituição e do número de partículas envolvidas. Outros autores [7] também consideram a presença de um “estado gasoso” das partículas quando elas adotam um movimento caótico e não correlacionado.

A razão entre a massa do sistema primário e a massa do amortecedor de partículas, chamada razão de massa, também é um parâmetro importante a ser considerado. A quantidade de amortecimento do sistema é incrementada com uma razão de massa maior [8]. Ainda com uma razão de massa baixa, os amortecedores de partículas podem ser muito efetivos na atenuação de vibrações [9].

O espaço livre formado entre o recipiente e as partículas é um parâmetro importante em relação à eficiência do amortecedor EPD. Têm sido publicados vários resultados sobre estudos sobre o espaço livre ótimo [8-14]. Porém, por simplicidade, neste estudo serão considerados apenas amortecedores de partículas com container sem teto. Assim, quando o amortecedor foi submetido a acelerações maiores de 1 g na direção vertical, não aconteceram colisões das partículas na parede superior do recipiente.

A grande maioria dos estudos realizados até agora sobre

amortecedores de partículas tem sido com esferas metálicas, proporcionando importantes resultados experimentais e modelos do comportamento dinâmico destes amortecedores. No presente trabalho, foi estudado experimentalmente o desempenho de alguns amortecedores de partículas de elastômero (EPD, com suas siglas em inglês). Foram escolhidas partículas de elastômero porque a sua interação é mais silenciosa que partículas metálicas, o que é um aspecto importante no controle de ruído e vibrações. Foi considerado apenas o movimento vertical do amortecedor, tanto no estudo dos seus parâmetros em um sistema de 1 grau de liberdade (GDL) como na aplicação para reduzir a vibração em placas. Sendo assim, a força de gravidade toma especial importância.

## 1.1. OBJETIVOS

Os objetivos principais desta pesquisa são: caracterizar o comportamento dinâmico e dissipativo de alguns amortecedores EPDs por meio de ensaios; estabelecer um procedimento de aplicação para problemas reais de vibrações; e comparar o seu desempenho com outras técnicas de controle de vibração.

Os objetivos específicos para conseguir os objetivos principais foram os seguintes:

1. Medir a impedância em função da frequência e da aceleração de um EPD inserido em um sistema de 1GDL.
2. Medir a impedância de um EPD em função da altura do material granular.
3. Medir a impedância em função da frequência e da aceleração de alguns EPDs.
4. Aplicar e estabelecer um procedimento de aplicação de amortecedores EPDs em uma placa de aço para controlar um dos seus modos de vibração.
5. Comparar os resultados dos EPDs com outras técnicas de controle de vibrações (isoladores, *constrained layer damping*) para uma unidade de piso de avião.

## 1.2. ESTRUTURA DA TESE

A presente tese foi estruturada em nove capítulos considerando o presente Capítulo 1 como a introdução e o Capítulo 9 como a discussão e conclusões da tese. Abaixo são explicados brevemente os conteúdos de cada um destes capítulos.

O Capítulo 2 procura mostrar uma contextualização dos amortecedores de partículas dentro das técnicas de controle de ruído e vibrações. Para isto é mostrada uma classificação destas técnicas segundo o modelo fonte-caminho-sistema receptor. Assim, estes métodos são agrupados em três grandes categorias segundo o lugar de operação, isto é, técnicas de redução na fonte, técnicas de isolamento entre o receptor e a fonte, e técnicas de redução da resposta do sistema receptor.

No Capítulo 3 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre os amortecedores de partículas com o objetivo de conhecer o estado da arte do desenvolvimento deste tipo de dispositivo. Isto incluiu conhecer os principais trabalhos teóricos e experimentais realizados desde o início até a atualidade, os principais modelos do comportamento dinâmico, tanto determinístico como numéricos, e seus parâmetros associados.

O Capítulo 4 mostra os resultados do estudo experimental de um amortecedor EPD em um sistema formado por uma viga de Oberst com um extremo engastado e o outro livre. Os resultados mostraram uma ressonância do EPD em 65 Hz. Isto motivou a sintonizar a frequência natural do sistema de 1 GDL com a frequência de ressonância encontrada do EPD.

O Capítulo 5 mostra inicialmente a impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano. Logo, este foi modelado razoavelmente com um sistema de 8 GDL unidos em paralelo na base. A fim de conhecer a forma do primeiro modo de vibração de um material granular dentro de um tubo, foi feito um estudo da sua aceleração em função da altura do material granular. Finalmente, é apresentado um estudo da velocidade de onda longitudinal em função da altura do material granular.

O Capítulo 6 mostra os resultados experimentais da impedância de 4 EPDs em função da aceleração e da frequência. Isto permitiu levantar gráficos 3D que forneceram uma visão ampla do comportamento dos EPDs estudados.

O Capítulo 7 mostra os resultados de um estudo experimental de aplicação de amortecedores de partículas de elastômero a uma placa de aço. A primeira frequência natural do amortecedor foi sintonizada com a frequência natural de um modo de vibração da placa. O resultado foi uma atenuação de 24 dB no correspondente valor pico da curva de mobilidade do sistema, sendo este praticamente eliminado.

O Capítulo 8 mostra os resultados experimentais da aplicação de amortecedores de partículas de elastômero em uma unidade de piso de avião construída em laboratório. Estes resultados foram comparados com os obtidos com a aplicação de um tratamento comercial de amortecimento por camada limitadora e também por isoladores de vibração.

Finalmente, no Capítulo 9 é mostrada uma discussão e as conclusões da presente tese junto com possíveis e recomendáveis trabalhos futuros.



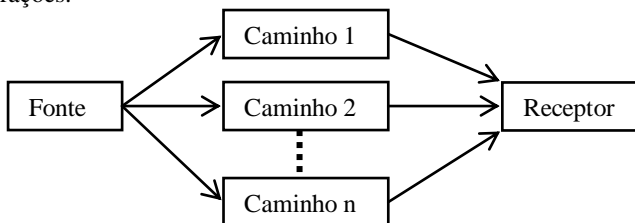


## 2. CAPÍTULO 2: TÉCNICAS DE CONTROLE DE RUÍDO E VIBRAÇÕES

### 2.1. INTRODUÇÃO

Para enfrentar um problema de ruído e vibrações tem sido utilizado, usualmente, como ponto de partida, o modelo simples fonte-caminho-receptor proposto inicialmente por Bolt e Ingard em 1957 [15] conforme mostra a Figura 2-1. Este modelo foi pensado para dar soluções a problemas de ruído, considerando fontes sonoras e a orelha humana como receptor de ondas sonoras através do ar ou algum fluido. Porém, ele pode ser ampliado para problemas vibroacústicos em geral, considerando as ondas sonoras como um caso particular de ondas mecânicas transmitidas através de um meio, que pode ser um fluido ou um material sólido ou estrutura. Nesta generalização, as fontes deste modelo podem ser fontes sonoras e/ou fontes vibratórias, e os diferentes possíveis caminhos de transmissão podem ser meios sólidos e/ou fluídos. O receptor podem ser seres humanos, onde as ondas mecânicas podem ser percebidas pelo corpo e pelas orelhas, porém também podem ser objetos, equipamentos ou estruturas sensíveis que precisam de uma proteção às vibrações. No presente trabalho o receptor será chamado sistema receptor, independentemente se este é um ser humano ou um objeto. O benefício de usar este modelo é que permite tratar separadamente cada parte de um sistema, facilitando a identificação do lugar onde é mais viável tecnicamente aplicar uma solução.

Figura 2-1. Modelo fonte-caminho-receptor usado em problemas de ruído e vibrações.



Fonte: Adaptado de [15].

Geralmente, efetuar modificações na fonte é a melhor prática, mas não sempre isto é possível. Em muitos casos o mais viável é

modificar o caminho de transmissão. Quando nenhuma dessas possibilidades é satisfatória uma opção é proteger o sistema receptor.

### **2.1.1. Classificação dos métodos de controle de vibração**

Tomando em conta o modelo fonte-caminho-receptor, mostrado na Figura 2-1, Harris e Piersol [16] agrupam os métodos de controle de vibrações em três grandes categorias:

1. Redução na fonte
  - a. Balanceamento de massas em movimento.
  - b. Balanceamento de forças magnéticas.
  - c. Controle de folgas.
2. Isolamento
  - a. Isolamento da fonte.
  - b. Isolamento de equipamento sensível.
3. Redução da resposta do sistema receptor
  - a. Alteração de frequências naturais.
  - b. Dissipação de energia.
  - c. Neutralizador dinâmico com massa auxiliar.

Os amortecedores de partículas fornecem dissipação de energia vibratória quando são submetidos a movimento, portanto, estes podem ser classificados como um método de controle de ruído e vibrações aplicado para reduzir a vibração na resposta do sistema receptor nas suas frequências de ressonâncias.

As técnicas de controle aplicadas para reduzir as vibrações na fonte estão fora do propósito desta tese, por isso não serão detalhadas aqui.

O isolamento de uma fonte ou equipamento sensível pode ser realizado com o uso de isoladores de vibração. Na seção 2.2 são brevemente apresentados os conceitos básicos sobre isoladores de vibração usando um modelo simples massa-mola de 1 GDL com amortecimento viscoso.

Na seção 2.3 são brevemente apresentadas as técnicas de controle aplicadas para a redução da vibração na resposta. Com maior detalhe são mostrados os métodos de dissipação de energia com o uso de materiais viscoelásticos, bastante usados na indústria.

Também, se a técnica de controle de vibrações usa ou não alguma fonte de energia ativada externamente leva a outra forma de

classificação. Se uma técnica de controle de vibração não possui uma fonte então é chamada controle de vibração passivo (PVC). No caso contrário, o controle é chamado controle de vibração ativo (AVC). No caso de incluir o ruído no controle então a técnica é chamada controle acústico estrutural ativo (ASAC) [17]. Estes sistemas ativos de controles consideram sensores e controladores, processados em tempo real, para fornecer a força necessária ao sistema para cancelar o movimento original, geralmente aplicando uma força na direção contrária. Este tipo de controle é eficaz em baixas frequências [17]. Os dispositivos passivos de controle de vibração são efetivos nas frequências médias e altas. Finalmente, tendo em conta o anterior, os amortecedores de partículas são classificados como uma forma de controle de vibração passivo. Por este motivo, os sistemas de controle ativo de ruído e vibrações não serão abordados neste trabalho.

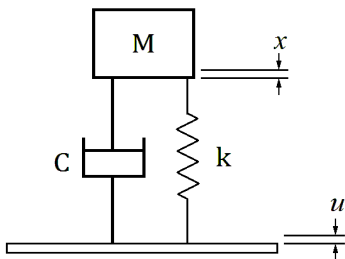
## 2.2. ISOLADORES DE VIBRAÇÕES

### 2.2.1. Conceitos Básicos de Isoladores de Vibrações

O isolamento é a redução da capacidade de transmitir uma vibração de uma estrutura para outra. Em uma vibração forçada em estado estacionário, o isolamento é expresso quantitativamente como o complemento da transmissibilidade. A transmissibilidade é a medida da redução da força ou do movimento transmitido proporcionado por um isolador. Se a fonte de vibração é um movimento oscilatório da fundação, a transmissibilidade é a razão entre amplitude de vibração da massa e a amplitude de vibração da fundação. Se a fonte de vibração é uma força oscilatória originada na massa, a transmissibilidade é a razão entre a amplitude da força transmitida e amplitude da força de excitação [18].

Um isolador de vibrações pode ser modelado por um sistema de 1 GDL com amortecimento viscoso, tal como mostrado na Figura 2-2, considerando uma força aplicada na fundação (não na massa como usualmente é aplicada em um sistema de 1 GDL).

Figura 2-2. Sistema de 1 GDL com amortecimento viscoso excitado com vibração forçada na fundação.



Fonte: Adaptado de [19].

No modelo de 1 GDL o amortecimento viscoso é considerado como uma aproximação do amortecimento estrutural de um material viscoelástico usado em um isolador real. Porém, este modelo proporciona uma boa aproximação para o entendimento dos conceitos básicos sobre o isolamento de vibrações. A equação diferencial do movimento para este sistema elástico é dada por [19]:

$$M\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{u}) + k(x - u) = 0. \quad (2.1)$$

Considerando uma excitação harmônica dada por  $u = u_0 \sin \omega t$ , a solução para o deslocamento  $x$  da massa  $M$  é dado por:

$$x = Tu_0 \sin(\omega t - \psi), \quad (2.2)$$

onde  $T$  é a transmissibilidade dada por:

$$T = \frac{1 + (2\zeta \omega / \omega_n)^2}{\sqrt{(1 - \omega^2 / \omega_n^2)^2 + (2\zeta \omega / \omega_n)^2}}, \quad (2.3)$$

$\omega_n$  é a frequência natural angular definida por:

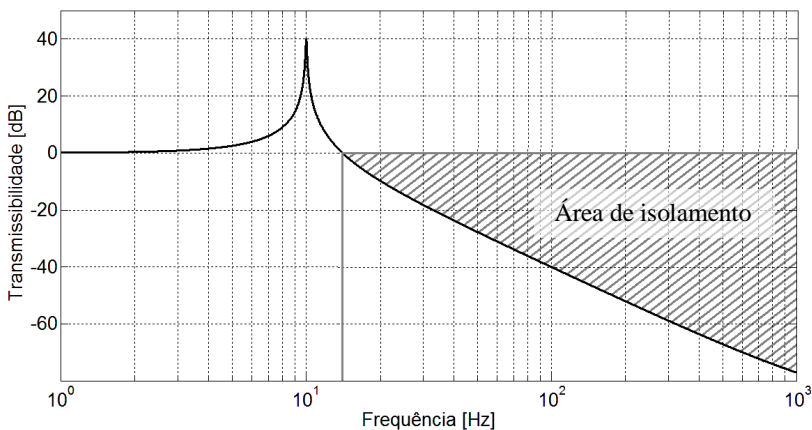
$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{M}{k}}, \quad (2.4)$$

e  $\zeta$  é razão de amortecimento do SDOF dado por  $\zeta = C/C_0$  onde  $C_0$  é o coeficiente de amortecimento crítico dado por  $C_0 = 2M\omega_n$ . A frequência natural angular amortecida do sistema  $\omega_d$  é dada por:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.5)$$

O movimento da fundação e da massa  $M$  pode ser expresso ambos como deslocamentos, velocidades ou acelerações, e em cada caso é obtida a mesma expressão  $T$  da equação (2.3).

Figura 2-3. Curva de transmissibilidade teórica de um sistema de 1 GDL com amortecimento viscoso usando a equação (2.3) com  $\zeta = 0.01$  e  $f_n = 10$  Hz.



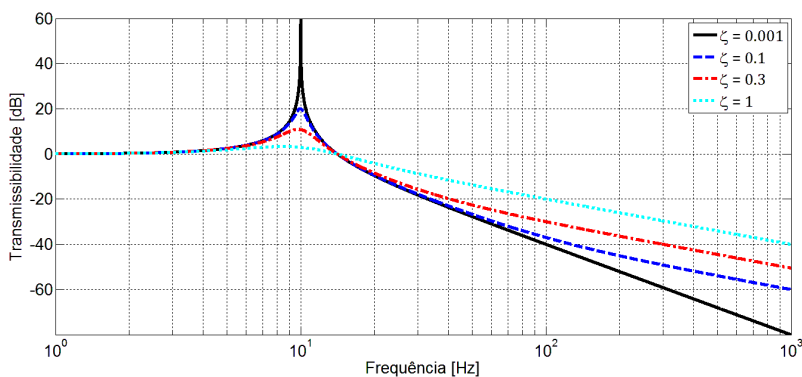
Fonte: Elaborado pelo autor.

A curva de transmissibilidade de um sistema massa-mola com amortecimento viscoso com  $\zeta = 0.01$  e  $f_n = 10$  Hz é mostrada na Figura 2-3. Nas frequências muito baixas o sistema se comporta como uma conexão rígida e não altera a resposta na massa. Quando a frequência é incrementada, uma área de amplificação e de isolamento é observada. A área de amplificação é produzida pela frequência natural do sistema, onde a transmissibilidade é máxima. Acima desta frequência a transmissibilidade apresenta uma curva decrescente na frequência. A partir da frequência onde a amplitude de vibração da fundação é a mesma que da massa ( $T = 0$  dB) começa a área de isolamento do sistema de 1 GDL. Esta frequência inicial de isolamento é dada por  $f_{inicial} = f_n \sqrt{2}$ .

A Figura 2-4 mostra a curva de transmissibilidade do sistema de 1 GDL variando a razão de amortecimento  $\zeta$  e mantendo constante a frequência natural  $f_n = 10$  Hz. É observado que a frequência

inicial de isolamento é um ponto de cruzamento para todas as curvas. A quantidade de isolamento depende fortemente da quantidade de amortecimento do isolador. Quando o amortecimento é acrescentado a área de amplificação é reduzida; porém, a área de isolamento também é reduzida nas frequências acima do ponto de cruzamento.

Figura 2-4. Curva de transmissibilidade teórica de um sistema de 1 GLD com amortecimento viscoso usando a equação (2.3) variando a razão de amortecimento  $\zeta$  e  $f_n = 10$  Hz.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Finalmente, pode-se concluir que a transmissibilidade de um sistema de 1 GLD com amortecimento viscoso, como mostrado na Figura 2-2, depende apenas da sua frequência natural  $f_n$  e da sua razão de amortecimento  $\zeta$ , ou outra forma de representação da quantidade de amortecimento. A frequência inicial de isolamento depende apenas da frequência natural do sistema de 1 GLD. A partir dessa frequência o isolamento é incrementado. Outra conclusão importante é que quanto menor é a frequência natural, maior é a área de isolamento obtida. Porém, deve ser considerado que existe uma área de amplificação. No caso do controle de ruído, uma frequência inferior a 20 Hz é ideal devido ao fato que esta frequência é o limite inferior de audibilidade do ouvido humano. Para a análise de vibração transmitida via estrutural, o problema é mais complexo e depende de cada situação para encontrar uma frequência natural e amortecimento ótimo.

O modelo de 1 GLD da Figura 2-2 é uma boa aproximação de um isolador e permite obter importantes conclusões para projetar o seu uso em problemas reais. Porém, neste modelo é considerado apenas 1 GDL e, portanto, uma frequência natural. Um isolador real possui vários graus de liberdade e uma grande quantidade de modos de vibração, teoricamente infinitos. O efeito desses modos reduz a atenuação em bandas estreitas centradas nas correspondentes frequências naturais. Este efeito deve ser levado em consideração no momento de projetar um isolador. É conveniente evitar que a estrutura que será isolada possua frequências naturais coincidentes com as do isolador. Nestas frequências a transmissibilidade será amplificada. Neste caso pode ser aplicada alguma outra técnica de controle de vibração como alterar as frequências naturais ou adicionar o amortecimento da estrutura isolada.

### 2.3. REDUÇÃO DA RESPOSTA VIBRATÓRIA

Se a frequência natural da estrutura de um equipamento coincide com a frequência de vibração da fonte, o resultado pode ser uma vibração sem controle do sistema completo em ressonância. Em tais circunstâncias, se a frequência de excitação é constante, por exemplo, a frequência de uma máquina rotativa, às vezes é possível mitigar a vibração alterando a frequência natural de tal estrutura mudando a sua rigidez ou a sua massa. Outra forma de atenuação da resposta neste caso é adicionar sistemas de 1 GLD com massas e molas auxiliares na estrutura, cuja frequências naturais coincidam com as de excitação. Estes sistemas são usualmente chamados neutralizadores dinâmicos. Quando os sistemas estão apropriadamente sintonizados as massas vibram e reduzem a vibração do sistema primário ao que foi anexado.

Porém, se a frequência de excitação da fonte não é constante ou possui um número grande de frequências, o controle de ruído e vibrações não é eficiente alterando a frequência natural da estrutura de um equipamento ou adicionando massas auxiliares sintonizadas. A solução restante para reduzir a resposta na estrutura é a dissipação de energia para eliminar as amplitudes das suas formas modais [16].

#### 2.3.1. Dissipação de Energia Vibratória

Uma estrutura vibrante em algum instante contém uma parte de

energia cinética e outra parte de energia de deformação ou potencial; a energia cinética armazenada é associada com a massa e a energia de deformação é associada com a rigidez. Além disso, uma estrutura real quando deformada também dissipa uma parte da energia. Esta dissipação de energia chamada amortecimento é uma conversão de energia mecânica em energia térmica [20].

Porém, metais e ligas em geral possuem um amortecimento interno bastante baixo. Assim, existe a necessidade de adicionar amortecimento às estruturas quando o seu amortecimento próprio não é suficiente para controlar e reduzir as vibrações na resposta do sistema. Esta adição de amortecimento pode ser por mecanismos externos à estrutura ou pelo uso de materiais viscoelásticos em diferentes tipos de configurações multicamadas.

Entre os mecanismos externos que podem adicionar amortecimento a uma estrutura está: o amortecimento por radiação acústica; o amortecimento viscoso produzido com a interação com um fluido; o amortecimento por atrito; e o amortecimento por impactos inelásticos entre elementos externos e a estrutura. Estes dois últimos mecanismos de dissipação são os que estão presentes nos amortecedores de partículas que são apresentados em detalhe no Capítulo 3.

Materiais viscoelásticos são aqueles que apresentam características viscosas e elásticas quando são submetidas à deformação. Estes materiais são bastante usados no controle de vibrações pela sua grande capacidade de adicionar amortecimento a uma estrutura. Segundo Jones [21], a maioria dos materiais polímeros isotrópicos homogêneos apresentam comportamento de amortecimento dependente fortemente da temperatura e da frequência, mas são lineares em relação à amplitude de vibração dentro de certos limites. Um polímero é um composto cujas moléculas são unidas entre si em grandes cadeias repetitivas entrelaçadas. Um material viscoelástico dissipa energia ao transformar energia de deformação em energia térmica quando submetido a tensões cíclicas através do movimento e ruptura das ligações das suas grandes cadeias moleculares [22]. Do ponto de vista macroscópico, esses materiais experimentam, simultaneamente, deformações elásticas e viscosas. Isto significa que parte da energia armazenada retorna após a remoção de uma carga, e o restante é dissipado pelo material na forma de calor. A rigidez e o amortecimento destes materiais apresentam uma forte dependência da temperatura e da frequência.



Para adicionar amortecimento, os materiais viscoelásticos são aderidos à estrutura original com algum tipo de adesivo e geralmente em forma de camadas. Existem várias configurações de camadas de materiais viscoelásticos junto com outros materiais. Estas configurações são chamadas de tratamentos multicamadas.

#### 2.3.1.1. Tipos de Tratamentos de Amortecimento com Material Viscoelástico

Os mecanismos de amortecimento dos tratamentos com material viscoelástico são produzidos basicamente por extensão e por cisalhamento desse material.

Vários enfoques têm sido usados para descrever o comportamento de diferentes tipos de tratamentos de amortecimento em superfícies. O mais usado e conhecido é o desenvolvido por Ross, Ungar e Kerwin, em 1959, conhecido também como análise RKU, que foi desenvolvido para um sistema de três camadas considerando tanto o amortecimento por extensão e por cisalhamento [22]. Assim, com as equações RKU é possível prever o amortecimento estrutural realizado por esse sistema multicamadas. Isto foi um grande aporte considerando que não tem sido possível prever a quantidade de amortecimento para outros mecanismos com a exceção do amortecimento por radiação sonora. O conhecimento da quantidade de amortecimento de outros mecanismos tem sido feito através de ensaios.

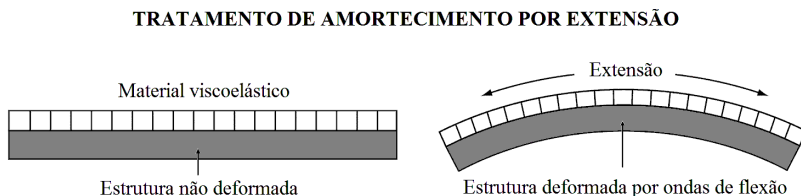
##### 2.3.1.1.1. *Tratamento de Amortecimento por Extensão*

Um tratamento de amortecimento por extensão, também chamado tratamento de camada de amortecimento livre, consiste em aderir uma camada de material viscoelástico à estrutura, como mostrado na Figura 2-5. O principal mecanismo de dissipação de energia são os esforços e tensões normais na camada do material viscoelástico. Para a análise é assumido geralmente que as linhas normais ao plano neutro não deformado da estrutura permanecem retas e normais ao plano neutro deformado.

Nesta configuração, o fator de perda por amortecimento, ou simplesmente fator de perda como será chamado a partir daqui, ao contrário do mecanismo de amortecimento por cisalhamento, não depende do número de onda. De fato, ele é apenas função das propriedades do metal e do material viscoelástico, tais como o fator

de perda, módulo de elasticidade e densidade; e de parâmetros geométricos, como a razão entre as espessuras.

Figura 2-5. Configuração de tratamento de amortecimento por extensão.



Fonte: Adaptado de [3].

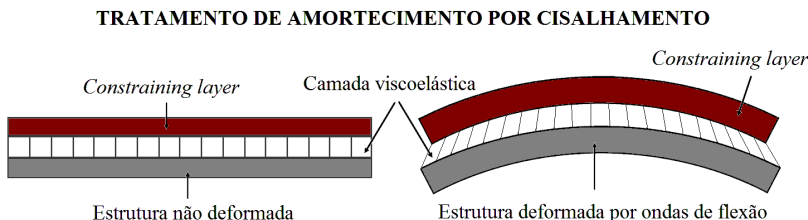
#### 2.3.1.1.2. Tratamento de Amortecimento por Cisalhamento

O tratamento de amortecimento por cisalhamento é similar àquela de configuração de amortecimento por extensão com a camada de material viscoelástico contraído por uma camada rígida geralmente de metal. Este tipo de amortecimento é conhecido por *constrained layer damping*.

O amortecimento por cisalhamento é um mecanismo de dissipação que acontece quando a camada de material viscoelástico é colocada entre duas camadas metálicas, como mostrado na Figura 2-6. Quando a estrutura é submetida a deformações oscilatórias, a camada metálica e a superfície da estrutura produzem um cisalhamento da camada viscoelástica interior.

No estudo feito por Kerwin, Ross e Ungar, [22] os autores concluíram que nas configurações multicamadas do tipo “sanduíche” o mecanismo de amortecimento mais importante é o cisalhamento da camada do material viscoelástico.

Figura 2-6. Configuração de tratamento de amortecimento por cisalhamento.



Fonte: Adaptado de [3].

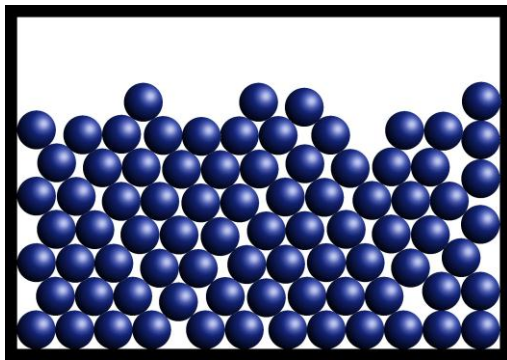
### 2.3.1.2. Amortecedores de Partículas

Como explicado na seção 2.3.1.1, os tratamentos de amortecimento tradicionais usam materiais viscoelásticos para converter energia de deformação em energia térmica através de movimentos relativos internos entre as suas moléculas. Estes materiais têm sido utilizados satisfatoriamente em problemas de controle de ruído e vibrações. Porém, a sensibilidade à temperatura dos processos de amortecimento de polímeros é a sua principal desvantagem [2]. Outra desvantagem é que as suas propriedades são fortemente dependentes da frequência e da deformação.

Como alternativa, o uso de amortecedores de partículas pode ser uma interessante solução. Os amortecedores de partículas consistem basicamente de um recipiente rígido que contém uma grande quantidade de partículas elásticas ou viscoelásticas, como mostrado na Figura 2-7. Este tipo de amortecedores adiciona considerável amortecimento em uma estrutura direcionando a vibração através de uma conexão rígida a um conjunto de partículas. O seu mecanismo de dissipação de energia vibratória são o atrito e as coalizões inelásticas entre as partículas e entre as partículas e as paredes do recipiente. Quando o recipiente do amortecedor de partículas é submetido a acelerações perto de 1 g, as partículas atingem a força necessária para vencer a força de gravidade e pular. Nesta situação, é dito que o sistema experimenta um estado de fluidização onde as partículas se movem individualmente como partículas de um fluido [6]. Um aspecto particular de um amortecedor de partículas é que parte do elevado amortecimento é produzido absorvendo energia cinética através da troca de quantidade de movimento pelas coalizões entre a estrutura e as

partículas. Isto é oposto aos métodos tradicionais de amortecimento onde é a energia de deformação armazenada que é convertida em calor [23]. No estado de fluidização, a absorção de energia cinética chega a ser importante ainda com partículas com baixa perda interna, como esferas de aço para rolamentos [24]. Uma vantagem desta emergente tecnologia em comparação aos amortecedores com meios viscosos e materiais viscoelásticos, amplamente usados em aplicações particulares, é que podem ser aplicados em situações com temperaturas extremas ou quando é requerida uma baixa manutenção [25]. Este tipo de amortecedores é explicado em detalhe no Capítulo 3.

Figura 2-7. Diagrama esquemático de um amortecedor de partículas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 2.4. DISCUSSÃO E RESUMO

O modelo fonte-caminho-receptor é uma forma efetiva para encarar um problema de ruído e vibrações. As técnicas de controle de ruído e vibrações podem ser convenientemente classificadas segundo o lugar de aplicação deste modelo. Neste sentido, a redução da vibração na fonte é uma problemática ampla que escapa ao tema central desta pesquisa, por isso não será tratada aqui.

O caminho de transmissão pode ser tratado com isoladores, sendo a primeira frequência natural do isolador a mais importante que define a região de amplificação e de isolamento. Deve-se ter cuidado com as frequências dos modos de ordem superior do isolador porque podem coincidir com as da estrutura tratada e

amplificar a transmissibilidade. Neste caso é conveniente usar os isoladores junto com alguma técnica passiva ou ativa de redução da resposta vibratória.

A redução na resposta de uma estrutura pode ser tratada alterando as suas frequências naturais, dissipando energia com a adição de amortecimento ou usando algum neutralizador dinâmico sintonizado com uma ou algumas frequências naturais de interesse. Também podem ser usadas técnicas de controle de vibração ativo, como explicado na Seção 2.1.1. A alteração de frequências naturais e massas auxiliares sintonizadas são úteis para casos particulares de excitação, porém, nem sempre é possível modificar a massa e rigidez da estrutura. Além disso, se a excitação da fonte não possui uma frequência constante de excitação ou possui muitos tons puros, estes métodos não são satisfatórios.

A adição de amortecimento com materiais viscoelásticos em uma estrutura tem sido bastante usada como ferramenta de controle de ruído e vibrações. Os principais mecanismos de dissipação são por extensão, realizados por uma camada de material viscoelástico livre, e por cisalhamento, realizado por uma camada de material viscoelástico contraído por uma camada rígida geralmente metálica. Porém, a principal desvantagem dos materiais viscoelásticos é a sensibilidade à temperatura dos processos de amortecimento. Além disso, o amortecimento obtido também é fortemente dependente da frequência e da deformação.

Como alternativa, o uso de amortecedores de partículas pode ser uma interessante solução e é o motivo de investigação da presente pesquisa. A principal vantagem deste tipo de amortecedor é a sua fácil fabricação, fácil manutenção, e o fato de que seu amortecimento não depende significativamente da temperatura nem da deformação da estrutura.

Já que os amortecedores de partículas fornecem dissipação de energia vibratória, quando são submetidos a movimento, eles são classificados como uma técnica de controle de ruído e vibrações aplicado para reduzir a vibração na resposta do sistema receptor nas suas frequências de ressonâncias.

Este sistema de amortecimento é uma área aberta de investigação e muitos assuntos de pesquisa devem ser desenvolvidos ainda para ter um controle eficiente em aplicações reais. Neste trabalho foram estudadas experimentalmente as características de dissipação de energia vibratória de amortecedores de partículas de elastômero. O motivo de usar partículas de

elastômero é que elas não produzem ruído significativo quando chocam entre elas ou contra as paredes do recipiente.

### **3. CAPÍTULO3: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE AMORTECEDORES DE PARTÍCULAS**

#### **3.1. INTRODUÇÃO**

No presente capítulo é mostrada uma revisão bibliográfica sobre os amortecedores de partículas com o objetivo de conhecer o estado da arte do desenvolvimento deste tipo de dispositivos. Isto inclui conhecer os principais trabalhos teóricos e experimentais realizados desde o início até a atualidade, os principais modelos do comportamento dinâmico, tanto determinísticos como numéricos, e seus parâmetros associados.

A revisão bibliográfica foi dividida em duas seções, uma dedicada aos amortecedores de impacto e a outra aos amortecedores de partículas. Em ambos os casos foi feita uma revisão cronológica dos principais trabalhos encontrados e ao final são referenciadas algumas aplicações tecnológicas reais. Finalmente, são apresentadas as conclusões que serviram de base para estabelecer os aspectos já publicados, determinar as possíveis contribuições do presente trabalho, e conhecer os possíveis caminhos de pesquisa sobre amortecedores de partículas de elastômero.

#### **3.2. AMORTECEDORES DE IMPACTO**

Segundo Masri [26], o primeiro artigo sobre um amortecedor de impacto foi publicado por Paget [27] no ano 1930. Masri também aponta que durante os anos seguintes, vários pesquisadores estudaram esse tipo de amortecedor tanto analiticamente como experimentalmente.

No ano 1945 Lieber e Jensen [28] publicaram um artigo sobre amortecedores de impacto aplicados para controlar vibrações e problemas de fadiga de aeronaves. Neste trabalho foram considerados dois impactos por ciclo, um por cada extremo do recipiente fechado. Foi encontrado que o máximo amortecimento é conseguido quando a fase do movimento da massa auxiliar e da estrutura primária é de 180 graus, isto é, na ressonância.

No ano 1956 Grubin [29] derivou duas soluções do movimento de um amortecedor de impacto. A primeira descreveu completamente o movimento da massa auxiliar e da massa primária e foi resolvida numericamente depois do primeiro impacto. A segunda solução assumiu um movimento em estado estacionário.

Quando o número de colisões é suficientemente alto as duas soluções são similares. Neste trabalho também foi encontrado que o amortecedor de impacto é mais efetivo em ressonância. Nesta condição, incrementando o coeficiente de restituição o amortecedor é mais eficiente. No mesmo ano, Arnold [30] substituiu a força de impacto por séries de Fourier e considerou o sistema primário como sem amortecimento. Arnold também apresentou em 1945 os resultados de um estudo teórico e experimental do amortecedor de impacto com movimento horizontal [31]. Porém, existiram grandes diferenças entre seus dados teóricos e experimentais.

Nos trabalhos citados de Paget, de Lieber e Jensen, de Grubin e de Arnold, foi assumido o movimento em estado estacionário com dois impactos simétricos por ciclo. Esta suposição não é correta porque os dois impactos por ciclo não acontecem necessariamente no mesmo intervalo de tempo. Assim, Sadek, baseado nos resultados de Arnold, realizou um estudo teórico e experimental do amortecedor horizontal [32] e obteve uma solução para o movimento em estado estacionário do amortecedor de impacto onde os dois impactos por ciclo não necessariamente acontecem em iguais intervalos de tempo.

Bapat e Sankar [10] usaram um amortecedor de impacto montado sobre uma viga e estudaram a resposta livre do sistema. Os ensaios mostraram uma queda inicial linear da amplitude de deslocamento seguido de uma queda exponencial. A queda linear esteve relacionada com o amortecimento adicionado pelo amortecedor de impacto; e a queda exponencial com o amortecimento próprio da viga. Foi concluído, por eles, que o amortecedor funciona acima de certo nível de aceleração. Neste estudo também foi descoberto um parâmetro importante do funcionamento deste tipo de amortecedores: o espaço livre entre a massa auxiliar e o extremo oposto do recipiente. O tamanho ótimo do espaço livre é uma função da amplitude da vibração e da frequência de excitação.

Holmes [33] realizou um estudo sobre a dinâmica dos amortecedores de impacto. As trajetórias da massa auxiliar e do recipiente podem representar múltiplas soluções estáveis e de ponto fixo, órbitas periódicas e bifurcações locais. Assim, o sistema pode ter um comportamento regular ou caótico dependendo dos seus parâmetros. Estes parâmetros podem ser as propriedades do material, a geometria da massa auxiliar, o coeficiente de restituição da massa auxiliar e das paredes do recipiente, a amplitude e



frequência de excitação, e a forma e dimensões do recipiente.

Shaw e Holmes [34] fizeram uma análise teórica da dinâmica interna de um sistema de 1 GLD não linear. O modelo considerou um oscilador não linear excitado por uma força harmônica horizontal, considerando dois impactos simétricos por períodos de excitação. A análise permitiu achar a existência de soluções com dependência sensível às condições iniciais (soluções caóticas). Estes resultados são válidos para excitação horizontal. No caso de excitação vertical, atua a força de gravidade e a suposição de dois impactos por ciclo com tempos iguais não é sempre válida.

Tuffillaro et al. [35] usaram o modelo *bouncing ball model*, que consiste de uma bola excitada por uma força harmônica vertical, que bate verticalmente sobre uma massa infinita. A análise mostrou que quando a vibração é incrementada gradualmente, a bola apresenta uma tendência ao caos. As bifurcações previstas no modelo teórico foram confirmadas com experimentos. Este aqui é um ponto inicial para estudar a dinâmica complexa do amortecedor de impacto, mesmo que o modelo não considere um teto de um recipiente.

Em 2005, Duncan et al. [11] apresentaram resultados de simulações numéricas sobre o desempenho dos amortecedores de impacto com movimento vertical em uma ampla faixa de frequências e amplitudes de excitação. Eles também variam a relação entre a massa auxiliar e a massa primária, o espaço livre, o coeficiente de restituição, e o amortecimento próprio da estrutura do sistema primário. Eles encontraram que para uma amplitude de excitação muito baixa ou muita alta, o efeito obtido é similar àquele se a massa auxiliar fosse aderida rigidamente ao recipiente. Por outro lado, o máximo amortecimento do sistema é obtido quando a massa auxiliar bate no teto do recipiente com uma frequência igual à da ressonância do sistema primário. Neste trabalho foi mostrado que, nas frequências perto da ressonância, a gravidade deixa de ter um papel importante no amortecimento dos impactos.

Quanto à aplicação dos amortecedores de impacto em problemas tecnológicos podemos encontrar alguns trabalhos na literatura. Por exemplo, Skipor e Bain [36] usaram um amortecedor de impacto em uma máquina de impressão para ultrapassar o limite tradicional da velocidade de funcionamento de uma prensa deste tipo. Olędzki et al. [37] estudaram aplicações de amortecedores de impacto para tubos de uma estrutura de um carrinho motorizado de uma asa-delta. Ema e Marui [38] utilizaram os amortecedores de impacto

para ferramentas de perfuração. Duffy et al. [39] usaram um amortecedor de impacto para reduzir as vibrações e assim controlar os problemas de fadiga em turbomáquinas rotativas. Nestas aplicações foram conseguidos resultados satisfatórios de aplicação dos amortecedores de impacto.

Como conclusão, podemos dizer que os amortecedores de impacto são eficientes para adicionar amortecimento e controlar a vibração em estruturas quando os parâmetros são ajustados adequadamente para uma amplitude e frequência do problema. Porém, o desempenho deste tipo de amortecedor é extremamente sensível a estes parâmetros. Qualquer mudança das condições de funcionamento pode fazer com que o amortecedor não trabalhe corretamente e não seja eficiente para aplicações onde o sistema é excitado com uma banda larga de frequências ou onde as condições operativas tenham variação no tempo. Outros problemas associados a este tipo de amortecedores é o alto nível de ruído produzido pelo choque entre a massa primária e as paredes do recipiente, e o desgaste das superfícies de contato, que podem fazer diminuir a eficiência do amortecedor [12]. Sato et al. [40] mostraram que estes problemas podem ser solucionados usando material granulado em vez de uma única massa auxiliar.

### 3.3. AMORTECEDORES DE PARTÍCULAS

Amortecedores de impacto com material granulado são usualmente chamados como amortecedores granulares ou amortecedores de partículas.

Araki et al [8], em 1985, estudaram o comportamento de amortecedores de partículas em um sistema de 1 GLD, tanto vertical como horizontal. Foi estudado o amortecimento em função do espaço livre e da massa do conjunto de partículas. Foram feitas análises numéricas considerando o conjunto de partículas como uma única massa auxiliar impactando plasticamente. Os valores preditos concordaram com os resultados experimentais. Concluiu-se que o amortecimento do sistema vertical aumenta com um incremento da razão de massa das partículas e do sistema primário. O amortecimento do sistema horizontal é incrementado com a adição da razão de massa e também com um incremento da aceleração do sistema.

Papalou e Masri [41], em 1996, estudaram o amortecimento granular em um sistema de 1 GLD horizontal excitado com um

signal de ruído randômico. Eles pesquisaram o amortecimento do sistema em função da razão de massa, do tamanho das partículas e das dimensões do recipiente. Os autores montaram um sistema onde as dimensões do recipiente puderam ser ajustadas. Quando a razão de massas entre as partículas e o sistema primário é grande, então as dimensões do recipiente começaram a ser notórias. Se o nível de aceleração de excitação fosse baixo, então uma razão de massa baixa atinge maior atenuação das vibrações. Posteriormente em 1998, Papalou e Masri [9] estudaram o comportamento do amortecedor de partículas em um sistema de 1 GLD com excitação harmônica, eles mostraram que os amortecedores de partículas podem ser bastante eficientes na atenuação de vibrações até com uma razão de massa baixa. Foi encontrado também que a influência do espaço livre é menor quando as partículas do amortecedor são menores. Porém, a eficiência do amortecedor é menor quando menores são as partículas.

Friend e Kinra [42] analisaram a vibração livre de uma viga com um deslocamento inicial determinado. Eles usaram dados experimentais para encontrar um coeficiente de restituição efetivo da colisão do conjunto de partículas nas paredes do recipiente. O objetivo foi prever o comportamento da viga com algumas condições iniciais.

Cempel e Lotz [43] fizeram um estudo experimental com oito tipos diferentes de amortecedores de partículas. Eles incluíram partículas livres no recipiente, partículas contidas dentro de sacolas de plástico, caixas de metal e caixas de plástico inseridas no interior do espaço do recipiente principal do amortecedor. Eles descobriram que o amortecimento é eficiente quando as partículas são colocadas em uma sacola de plástico rígido inserida no recipiente do amortecedor. Isto gera um coeficiente de restituição efetivo perto de zero. Uma vantagem desse sistema é que gera pouco ruído quando é excitado e é insensível ao tamanho do espaço livre. O maior fator de perda foi encontrado com o amortecedor com partículas dentro de uma caixa de metal inserida no recipiente. Porém, foi gerado um ruído elevado e o sistema foi muito sensível do espaço livre.

Salueña et al. [44] usaram simulações numéricas para pesquisar as propriedades dissipativas dos materiais granulares submetidos a vibrações verticais. Eles encontraram que quando o amortecedor é composto por um número de partículas elevado, aparecem três estados das partículas: sólido, fluido, e gasoso. O estado sólido é

produzido quando as partículas são deslocadas em conjunto e o movimento entre elas é baixo. Nesse estado, o amortecimento no material granular chega ao seu valor máximo. O estado de fluido é caracterizado por padrões de convecção granular. O estado gasoso acontece quando as partículas adotam um movimento caótico e não correlacionado das partículas.

Chen et al. [45] usaram o método de elementos discretos para modelar o comportamento das partículas e do recipiente. Foi encontrado que com partículas bem menores a maior parte da energia é dissipada por atrito, porém, enquanto aumenta o tamanho das partículas a energia começa a ser dissipada principalmente através das colisões inelásticas.

Saeki [46] também usou o método de elementos discretos para estudar o comportamento de um amortecedor de partículas em um sistema de 1 GLD horizontal com excitação harmônica. O modelo foi validado experimentalmente. Foi mostrado que o amortecimento adicionado pelo amortecedor de partículas no sistema depende de variáveis tais como: a relação de massa, o tamanho das partículas e as dimensões do recipiente. Saeki depois estende seus trabalhos para um sistema de 1 GLD com vários amortecedores de partículas conectados em paralelo [47].

Fang e Tang [5] desenvolveram um modelo analítico com base na teoria de fluxo multifásico, para a descrição dos efeitos de colisões e atritos dinâmicos entre as partículas e entre as partículas e as paredes do recipiente. Eles demonstraram que este modelo pode caracterizar o efeito de amortecimento de forma eficiente sobre uma grande quantidade de parâmetros. Foram também realizados estudos numéricos utilizando o método de elementos discretos para analisar os mecanismos de dissipação envolvidos. Foi mostrado que o amortecimento granular pode conseguir uma importante atenuação das vibrações, e a análise dos parâmetros podem ser grandemente simplificados usando o modelo analítico proposto.

Liu et al. [5] estudaram o comportamento de amortecedores de partículas com um recipiente cilíndrico em um sistema de 1 GLD com movimento horizontal. Neste estudo foram obtidas curvas experimentais de inércia excitando o sistema com ruído branco centrado na frequência natural do sistema de 1 GLD. Foram comparadas várias curvas obtidas com diferentes níveis de aceleração do amortecedor. Foi encontrado que o amortecimento depende grandemente do nível de aceleração experimentado pelo

recipiente, existindo um amortecimento máximo para certo nível de aceleração. As curvas apresentaram uma forma irregular, produto, segundo os autores, de um processo de cola e deslizamento (*stick-slip*) das partículas. Isto dá conta de que a energia é dissipada pelo atrito entre as partículas e entre as partículas e as paredes do recipiente. Neste trabalho foi apresentado um modelo de amortecimento viscoso para modelar o sistema de 1 GLD e caracterizar o comportamento não linear dos amortecedores de partículas.

Yang et al. [13] pesquisaram experimentalmente o fator de perda em função da frequência e amplitude de excitação, o espaço livre, o tamanho das partículas e a relação de massas. Nos ensaios para determinar o fator de perda foi usado o método da potência de entrada. Foram obtidas curvas para projetar amortecedores.

Marhadi e Kinra [49] fizeram um estudo experimental onde mostraram que quando as partículas são grãos, o amortecimento não depende do tipo de material, porém, no caso quando as partículas são pó, dependem do tipo de material. Eles estabelecem que um modelo de um amortecedor de partículas deve considerar independentemente o número de grãos e o seu tamanho.

Em 2009, Bai et al. [50] fizeram simulações numéricas usando o método de elementos discretos de dois tipos de amortecedores de partículas, um formado de uma caixa fechada contendo partículas no seu interior e outro onde a vibração é dirigida a um pistão em contato direto com as partículas. No caso do amortecedor tipo pistão foi mostrado que a energia é dissipada principalmente no momento que o pistão desce entrando no meio das partículas na metade do ciclo. Eles também descobriram que as partículas que estão em contato direto com o pistão são responsáveis pela perda de energia. No caso do amortecedor de partículas tradicional, usando este método de simulação foi confirmado o expressado em muitos estudos anteriores: a energia é transferida e dissipada quando as partículas chocam entre si e contra as paredes do recipiente. Os mesmos autores, e no mesmo ano, publicaram um estudo sobre o novo amortecedor tipo pistão proposto usando o modelo criado com o método de elementos discretos [51]. Foi analisado o comportamento do amortecedor variando as propriedades do material das partículas, o tamanho das partículas, a geometria do recipiente e o nível de aceleração de excitação. Nesse estudo foi mostrado que a eficiência do amortecedor é altamente dependente do coeficiente de atrito das partículas e não do coeficiente de

restituição. As simulações feitas foram validadas experimentalmente.

Em 2011, Bannerman et al. [14] fizeram um estudo experimental do comportamento dos amortecedores de partículas em micro gravidade. Foi usado um avião para realizar vôos com trajetória parabólica vertical. No descenso do avião foi possível conseguir uma condição de gravidade próxima de zero. Foi mostrado que na situação de micro gravidade, a dissipação por atrito das partículas não é tão importante em comparação quando as partículas estão em presença do campo gravitacional. Neste trabalho é apresentada também uma equação para conseguir um espaço livre ótimo.

Lu et al. [52] realizaram simulações de amortecedores de partículas com o método de elementos discretos com uma quantidade pequena de grãos. Os parâmetros estudados foram o número de partículas, a medida e material das partículas, a razão de massas, a frequência e amplitude de excitação, o coeficiente de restituição, a razão de amortecimento do sistema primário e o coeficiente de atrito. Foi mostrado que a aplicação de mais partículas com um valor elevado do coeficiente de restituição pode resultar em uma maior gama de níveis de resposta aceitável. Para uma razão de massas dada, o tipo e tamanho de partícula têm efeitos menores sobre o desempenho do sistema primário. Aumentando a razão de massa pode aumentar a eficácia do amortecedor, mas apenas até certo nível. O atrito é usualmente não útil para amortecedores de partículas com espaço livre elevado, isto é, com grande espaço sem partículas do recipiente. Foi também mostrado que, usando um amortecedor de partículas projetado corretamente, um sistema primário levemente amortecido pode conseguir uma redução considerável na sua resposta com uma pequena adição de massa.

As aplicações em problemas reais dos amortecedores de partículas são mais amplas ainda do que os amortecedores de impacto.

Panossian [53] fez buracos na entrada de oxigênio líquido no motor principal de uma nave espacial. Nessa zona, as altas amplitudes de vibração produziam fissuras. Foram feito quatro furos de 1 mm e preenchidos parcialmente com partículas de metal de diferentes dimensões e materiais. Praticamente não foi modificada a estrutura da entrada de oxigênio e foi atingido um aumento de 25% do amortecimento. Essa aplicação mostra a grande eficácia do amortecedor de partículas em condições complexas de

funcionamento.

Ehrgott et al. [54] aplicaram o método de elementos finitos para quantificar o amortecimento por partículas dissipativas em turbobombas de alta potência para subministrar combustível para os motores de foguetes. Foi usado um modelo harmônico de simetria axial para estimar o aumento de amortecimento modal que é produzido pela adição de partículas da cavidade de uma vedação.

Uma especial característica de amortecedores de partículas é sua capacidade de reduzir ruído. Xu et al. [55] usaram esta técnica para reduzir o ruído de uma máquina contadora de notas. Com o amortecimento granular conseguiram uma atenuação de 6 dBA e a aceitação do produto para funcionar em uma ambiente de escritório.

Em geral, os amortecedores de partículas têm sido utilizados em uma grande variedade de outras aplicações. Estas incluem antenas [56], estruturas de sinaleiras (*cantilever traffic signal estruturas*) [57], indústria automotiva [58], dispositivos na indústria do petróleo [59], máquinas rotatórias [60, 61] e medicina [62].

### 3.4. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

Depois de estudar uma grande parte dos artigos publicados sobre amortecedores de impacto e amortecedores de partículas é possível obter algumas conclusões importantes.

Começando pelos amortecedores de impacto, podemos dizer que são eficientes para adicionar amortecimento e controlar as vibrações em estruturas. Porém, o desempenho deste tipo de amortecedor é extremadamente sensível aos parâmetros que definem o seu funcionamento. Não são eficientes para controlar estruturas excitadas em uma banda larga de frequências ou onde as condições operativas tenham variação no tempo. Sofrem desgaste das superfícies de contato, o que pode fazer diminuir a eficiência do amortecedor. Mesmo com estes problemas, os estudos do comportamento dinâmico destes amortecedores serviram como base para o estudo de amortecedores de partículas.

Os problemas dos amortecedores de impacto podem ser solucionados usando material granular em vez de uma única massa auxiliar. Este dispositivo é chamado de amortecedor de partículas. Assim, sendo os amortecedores de impacto extremadamente sensíveis às condições de operação e parâmetros associados, os amortecedores de partículas apresentam uma variação relativamente menor.

O mecanismo de dissipação de energia vibratória de um amortecedor de partículas é produzido através de:

- Atrito entre as partículas.
- Atrito entre as partículas e as paredes do recipiente.
- Colisões inelásticas entre as partículas.
- Colisões inelásticas entre as partículas e as paredes do recipiente.

Porém, destes quatro mecanismos o de maior importância no amortecimento de um sistema vai depender de múltiplas variáveis associadas ao próprio amortecedor e ao tipo de excitação. Isso ainda é um campo aberto de pesquisa.

O amortecimento adicionado pelo amortecedor de partículas no sistema depende de variáveis tais como: a relação de massa; o tamanho das partículas; as dimensões do recipiente; e o espaço livre. Também depende grandemente da frequência e aceleração experimentada pelo recipiente, existindo um amortecimento máximo para certo nível de aceleração.

O amortecimento adicionado por um amortecedor de partículas inserido em um sistema de 1 GLD é maior quando maior é a razão de massa entre as partículas e o sistema primário. Isto é, quanto maior a quantidade de partículas, maior o amortecimento do sistema. Além disso, quando a razão de massas entre as partículas e o sistema primário é grande, então as dimensões do recipiente começam a ser notórias. Porém, os amortecedores de partículas podem ser bastante eficientes na atenuação de vibrações até com uma razão de massa pequena. Quando o amortecedor é composto por um número de partículas elevado, aparecem três estados das partículas: sólido, fluído, e gasoso. O estado sólido é produzido quando as partículas são deslocadas em conjunto e o movimento entre elas é baixo. Nesse estado, o amortecimento granular chega ao seu valor máximo.

Os amortecedores de partículas submetidos à excitações harmônicas conseguem um maior desempenho para um determinado espaço entre o conjunto de partículas e o teto do recipiente, chamado espaço livre ótimo. O recipiente ótimo depende do número de partículas e do tamanho delas. Também, o mecanismo de maior dissipação, seja atrito ou colisões inelásticas, depende do tamanho e número de partículas do amortecedor. O ponto de maior amortecimento é atingido quando as partículas chocam com uma fase de 180 graus com as paredes do recipiente.



Neste caso as velocidades relativas entre as partículas e o recipiente se maximizam e acontecem dois impactos por período de excitação.

No amortecedor de partículas com partículas bem pequenas a maior parte da energia é dissipada pelo atrito, porém, quando aumenta o tamanho das partículas, a energia é dissipada, principalmente, através das colisões inelásticas. Quando as partículas são grãos o amortecimento não depende do tipo de material, porém, no caso quando as partículas são pó, dependem do tipo de material.

Grandes descobertas foram feitas destes amortecedores altamente não lineares e dependentes de múltiplas variáveis. Porém, existe uma falta um maior entendimento sobre o comportamento das partículas em diferentes condições. Isso tem dificultado muito as tentativas de modelar o amortecimento destes dispositivos. Além disso, grande parte da modelagem numérica existente na literatura nunca foi verificada experimentalmente.

Embora exista esta falta de conhecimento, os amortecedores de partículas têm sido usados com sucesso para uma ampla variedade de aplicações. Isso mostra que os amortecedores de partículas são eficazes mesmo ainda não sendo aplicados, provavelmente, com a maior eficiência possível. A afirmação anterior estimula a continuar pesquisando nesta matéria para obter um conhecimento suficiente para entender completamente o fenômeno.

O método de elementos discretos tem sido usado com bastante sucesso para modelar sistemas com amortecedores de partículas e pode ser uma ferramenta eficiente para trabalhos futuros desta pesquisa.



## **4. CAPÍTULO 4: ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM AMORTECEDOR EPD EM UM SISTEMA DE 1 GDL**

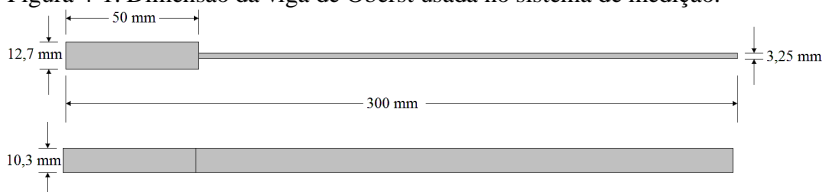
### **4.1. INTRODUÇÃO**

No presente capítulo são mostrados os resultados de ensaios de um amortecedor EPD inserido num sistema mecânico de 1 GDL formado por uma viga de Oberst com um extremo engastado e o outro livre. Inicialmente, foi estudado este sistema viga-EPD com uma frequência natural relativamente baixa em torno de 25 Hz. Os resultados mostraram uma ressonância do EPD em 65 Hz. Isto motivou a sintonizar o sistema de 1 GDL com a frequência do EPD. Assim, foi aumentada a frequência do sistema viga-EPD diminuindo o comprimento da viga de Oberst de tal forma que a primeira frequência natural do sistema sem partículas coincidissem com a primeira frequência natural do amortecedor EPD, isto é, 65 Hz. No final do capítulo é apresentada uma discussão e conclusões a respeito.

### **4.2. METODOLOGIA DAS MEDIÇÕES**

Com o objetivo de montar um sistema de 1 GDL foi usada uma viga de Oberst em direção horizontal. As suas dimensões aparecem na Figura 4-1. Para engastar a viga foi usada uma peça de um aparelho de medição do módulo complexo de materiais ou, também, chamado aparelho de Oberst. Esta peça permite engastar uma viga de Oberst mediante um parafuso. A peça foi, por sua vez, parafusada rigidamente em um bloco de aço sólido como mostrado na Figura 4-3. No extremo livre da viga foi colocado um amortecedor EPD. Esse amortecedor consiste de um cilindro de alumínio de 59 mm de diâmetro e 45 mm de altura, e 40 gramas de partículas de elastômero em forma de prismas retangulares com dimensões irregulares entre 2,5 e 5 mm (ver Figura 4-2). Um excitador de vibrações foi usado para aplicar uma força no extremo da viga. Entre o excitador de vibrações e a viga foi inserida uma cabeça de impedância para medir a função resposta em frequência pontual do sistema viga-EPD. O movimento vertical no extremo livre da viga das primeiras frequências naturais pode ser considerado como um grau de liberdade para o sistema. Um decrescimento do comprimento da viga produz um incremento das frequências naturais do sistema de 1 GDL.

Figura 4-1. Dimensão da viga de Oberst usada no sistema de medição.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4-2. Amortecedor EPD com 40 g de partículas de elastômero em forma de prismas retangulares.



Figura 4-3. Sistema de medição de curvas FRF de um amortecedor EPD inserido em um sistema de 1 GDL composto por uma viga de Oberst engastada no extremo esquerdo e livre no extremo direito.



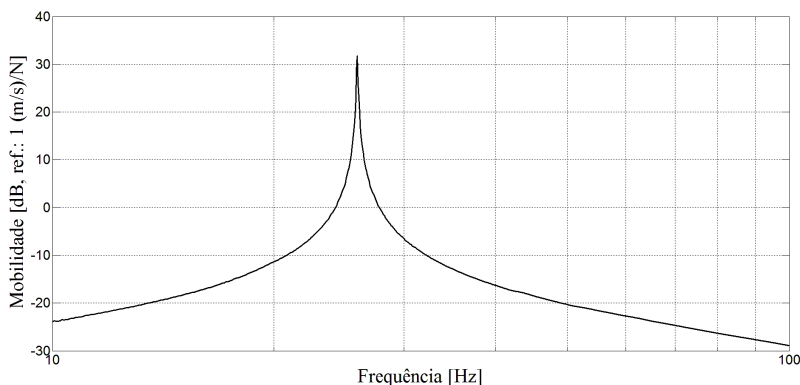
Inicialmente, o sistema foi excitado com um sinal de ruído branco em uma banda de 200 Hz centrados em 60 Hz. Logo o

sistema foi excitado com um sinal *swept sine* a partir de 10 Hz até 110 Hz. Este tipo de sinal produziu curvas mais suaves do que com ruído branco e, portanto, foi possível obter cálculos mais precisos do fator de perda. O sistema foi excitado com vários níveis de potência de entrada de tal forma que o EPD experimentou diferentes níveis de aceleração desde -30 dB até 20 dB (1 *g* de referência). Para cada um destes níveis de aceleração foi obtida uma curva de mobilidade pontual do sistema e foi calculado o fator de perda com o método da banda de meia potência explicado na Seção 4.2.2. Assim, foi obtida o fator de perda do sistema viga-EPD em função da aceleração experimentada pelo amortecedor na frequência natural de análise. Diferentes frequências de análise podem ser obtidas mudando o comprimento da viga.

#### 4.2.1. Sistema mecânico de 1 GDL

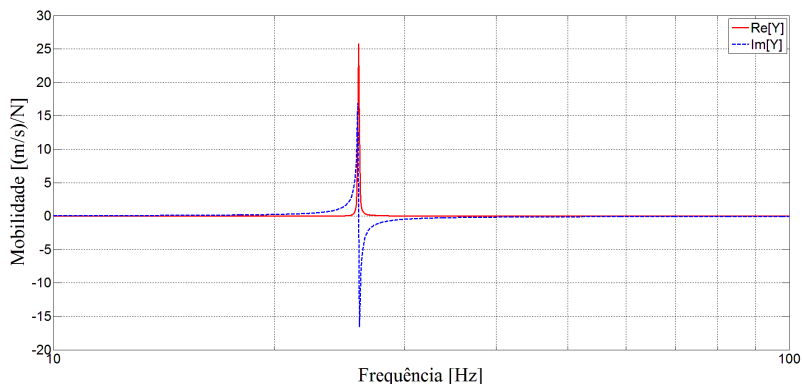
As figuras 4-4 até 4-6 mostram respectivamente a magnitude, a parte real e imaginária e o ângulo de fase da mobilidade do sistema viga-EPD (mostrado na Figura 4-3) com o recipiente sem partículas. Assim, o sistema é formado por uma viga em balanço com uma massa rígida (recipiente sem partículas) no seu extremo livre. Pode-se observar claramente nestas figuras que a primeira forma modal da viga pode ser satisfatoriamente considerada como um sistema de 1 GDL com frequência natural em 26 Hz.

Figura 4-4. Magnitude da mobilidade do sistema de 1 GDL (mostrado na Figura 4-3) com o recipiente sem partículas.



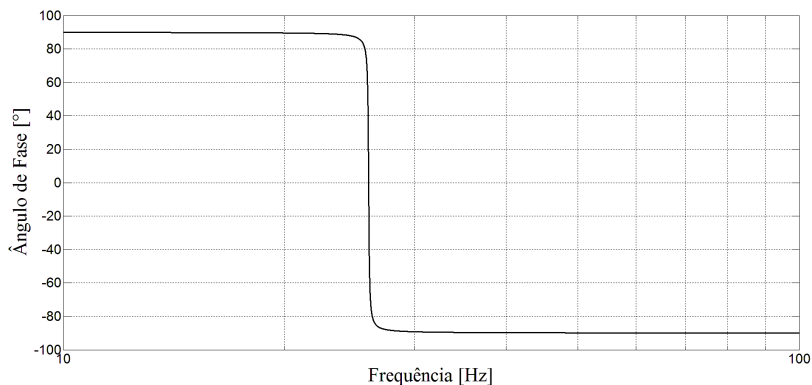
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4-5. Parte real e parte imaginária da mobilidade do sistema de 1 GDL (mostrado na Figura 4-3) com o recipiente sem partículas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4-6. Ângulo de fase da mobilidade do sistema de 1 GDL (mostrado na Figura 4-3) com o recipiente sem partículas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

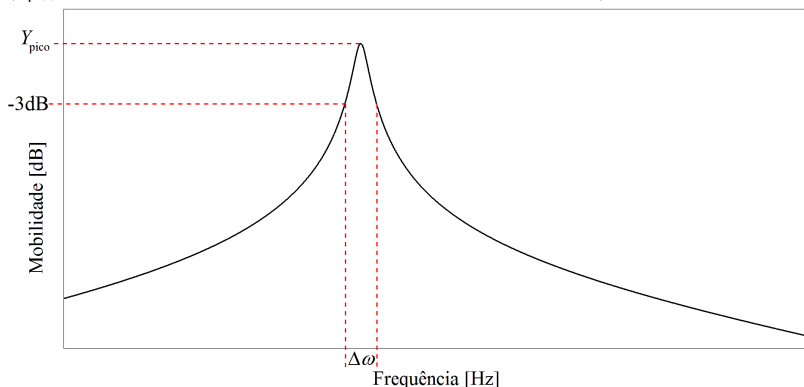
#### 4.2.2. Método da Banda de Meia Potência de um Sistema de 1 GDL

Um método amplamente usado para quantificar o amortecimento de um sistema de 1 GDL é o método da banda de meia potência. Este método usa uma curva de mobilidade e calcula o fator de perda através da seguinte equação:

$$\eta = \frac{\Delta\omega}{\omega_n}, \quad (4.1)$$

onde  $\eta$  é o fator de perda de um modo de vibração da estrutura,  $\Delta\omega$  é a largura de banda definida pela frequência correspondente aos pontos de meia potência (-3 dB a partir do valor pico), e  $\omega_n$  é a frequência natural do modo de vibração da estrutura (ver Figura 4-7). Segundo Blake [19], o amortecimento do sistema pode ser definido com uma boa aproximação para valores do  $\eta$  menores que 0,2.

Figura 4-7. Método da banda de meia potência para medição do fator de perda. ( $Y_{\text{pico}}$  é o valor máximo da curva do módulo da mobilidade).



Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 4.3. AMORTECEDOR EPD EM UM SISTEMA DE 1 GDL. ESTADO DE FLUIDIZAÇÃO

Os primeiros ensaios realizados com amortecedores EPD neste estudo foram baseados no trabalho de Liu et al. [5] onde foi usado um sistema de 1 GDL usando uma mola e um amortecedor de partículas esféricas e com movimento horizontal. No presente trabalho foi usado também um sistema de 1 GDL, porém com movimento vertical do amortecedor, como mostrado na Figura 4-3.

Da mesma forma que o trabalho de Liu et al, o sistema foi excitado inicialmente com um sinal de ruído branco. A largura de banda usada foi de 100 Hz centrados em 60 Hz. As curvas obtidas são mostradas na Figura 4-8(a). Estas curvas possuem um alto grau

de irregularidade o que dificulta o cálculo do fator de perda pelo método da banda de meia potência. É difícil determinar com exatidão a frequência exata do pico e a banda de meia potência. Este problema foi resolvido excitando o sistema com um sinal tipo *swept sine* obtendo curvas de mobilidade suaves mostradas na Figura 4-8(b). Isso é consistente com o estudo realizado por Yang [13] que afirma que uma excitação harmônica causa um comportamento diferente do amortecedor EPD do que uma excitação randômica. Isto possivelmente porque, no caso de ruído branco, o movimento das partículas gerado pela excitação numa frequência, altera o seu movimento gerado em outra frequência. No caso quando o sistema é excitado com um *swept sine*. Assim, a resposta de um amortecedor EPD é também dependente do tipo de excitação.

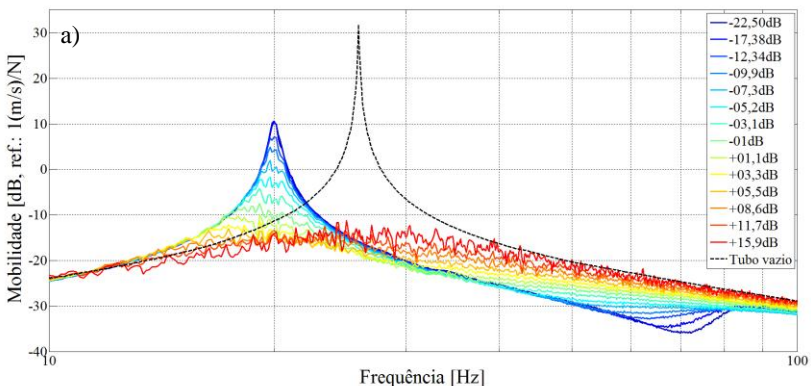
As curvas de mobilidades mostrados na Figura 4-8 (b) mostram que, como indicado no Capítulo 1, o sistema é altamente não linear. A curva preta corresponde à mobilidade do sistema com recipiente do amortecedor vazio. Quando o amortecedor é preenchido com as partículas, a curva apresenta um pico com uma frequência inferior devido à adição de massa. Quando o amortecedor é submetido a um nível de aceleração baixo igual a -30 dB, a curva de mobilidade apresenta um pico com largura estreita o que significa um amortecimento relativamente baixo. Comparando com o pico correspondente ao recipiente sem partículas, os valores picos e o amortecimento são similares, isso significa que as partículas não adicionam amortecimento significativamente e são comportadas como uma massa rígida. Conforme o nível de aceleração é incrementado, as curvas começam a ser mais largas e com valores dos picos atenuados, o que significa que o sistema começa a adquirir uma maior quantidade de amortecimento. Inicialmente, as curvas são suaves e depois apresentam flutuações. Isso é devido ao mecanismo de atrito *stick-slip* das partículas como explicado por Papalou & Masri [9]. Uma vez incrementado significativamente o nível de aceleração, a frequência do valor pico da mobilidade começa a se deslocar tendendo ao pico da curva correspondente ao sistema com o recipiente vazio. Isso é devido a que: quando a aceleração é suficiente para levantar as partículas, estas começam a permanecer no ar durante algum tempo e a massa efetiva das partículas começa a diminuir, e, portanto, a frequência do valor pico a aumentar. Desta maneira, existe um ponto onde a curva consegue o menor valor de pico. Este ponto foi definido por

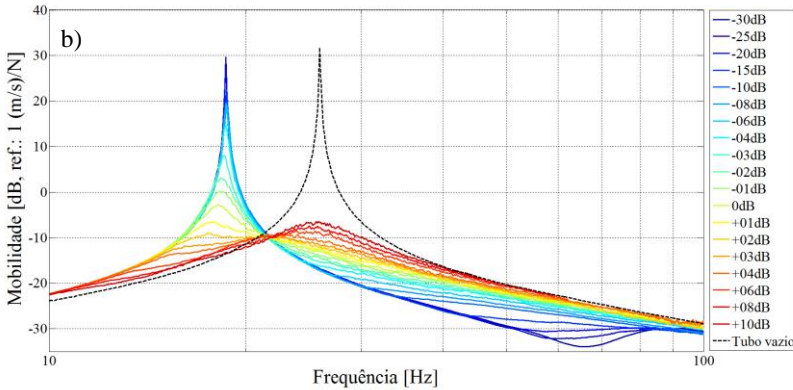


Bustamante et al. [68] como ponto de fluidização do amortecedor EPD. Neste ponto o amortecimento do sistema e, portanto, a atenuação do valor pico da curva é o máximo possível para este amortecedor. A frequência do ponto de fluidização está entre a frequência natural do sistema com a caixa vazia e com a caixa com uma massa rígida equivalente a massa total das partículas. Deve ser observado que o ponto de fluidização é atingido quando o EPD é submetido a uma vibração perto de 1 g, que é a aceleração necessária para vencer a força de gravidade. Sob esta condição as partículas adotam o comportamento de um fluido com movimentos aleatórios. Assim, um alto grau de amortecimento é obtido através do atrito entre as partículas, o atrito entre as partículas e as paredes, assim como também através das colisões inelásticas entre as partículas e entre as partículas e as paredes do recipiente.

Na Figura 4-8 (b) pode também ser observada uma significativa mudança das curvas, ao menos, nos 4 níveis mais baixos de aceleração. Na curva de -30 dB, em torno de 65 Hz, a que é a primeira frequência natural do amortecedor EPD como será mostrado posteriormente, existe um mínimo local da curva. Acima de 80 Hz estas curvas voltam a ter um comportamento normal de um sistema de 1 GDL tendendo a uma reta dada pela mobilidade do elemento massa  $M$  igual a  $1/(j\omega M)$ . O motivo desta mudança será analisado posteriormente no Capítulo 5.

Figura 4-8. Magnitude da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. (a): sistema excitado com ruído branco. (b): sistema excitado com um sinal *swept sine*.

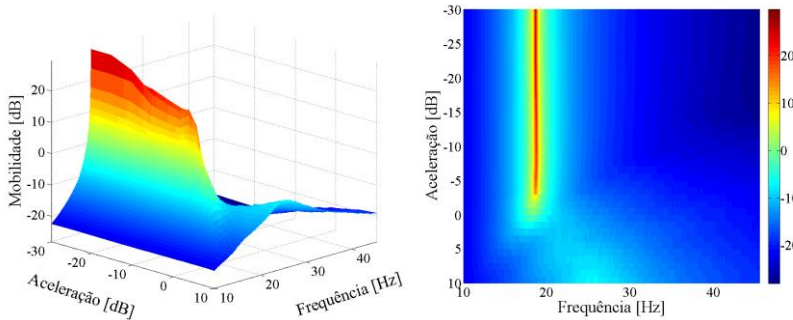




Fonte: Elaborado pelo autor.

As curvas da Figura 4-8 (b) podem ser vistas, para um melhor entendimento, em um gráfico de três dimensões como mostrado na Figura 4-9. Observa-se que a magnitude da mobilidade perto de 0 dB de aceleração cai devido ao estado de fluidização das partículas. E a partir deste valor de aceleração a frequência dos valores picos tende ao valor da frequência natural amortecida do sistema sem partículas, isto é, 26 Hz.

Figura 4-9. Gráfico 3D da mobilidade do sistema viga-EPD em função da frequência e da aceleração experimentalada pelo amortecedor.

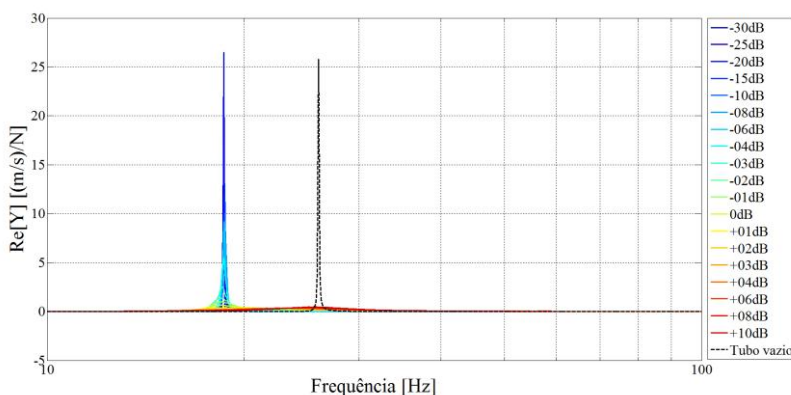


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4-10 mostra a parte real da mobilidade do sistema viga-EPD (mostrado na Figura 4-2) em função do nível de aceleração experimentalado pelo amortecedor. A parte real da

mobilidade representa uma contribuição de energia dissipada pelo sistema. A curva preta corresponde ao sistema sem partículas. Para o nível mais baixo de aceleração aplicado (-30 dB com 1 g de referência) o pico se apresenta similar àquele correspondente ao sistema sem partículas, mas com uma frequência inferior devido à adição da massa das partículas. Sendo assim, a sua contribuição de amortecimento é dada principalmente pelo amortecimento da viga e não das partículas, comportando-se, estas últimas, apenas como uma massa rígida. Quanto maior é o nível de aceleração, maior é a largura dos picos, e, portanto, maior é o amortecimento do sistema. No caso de máxima aceleração aplicada (10 dB), a frequência natural amortecida do sistema aparece mais próxima àquela do sistema sem partículas.

Figura 4-10. Parte real da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.

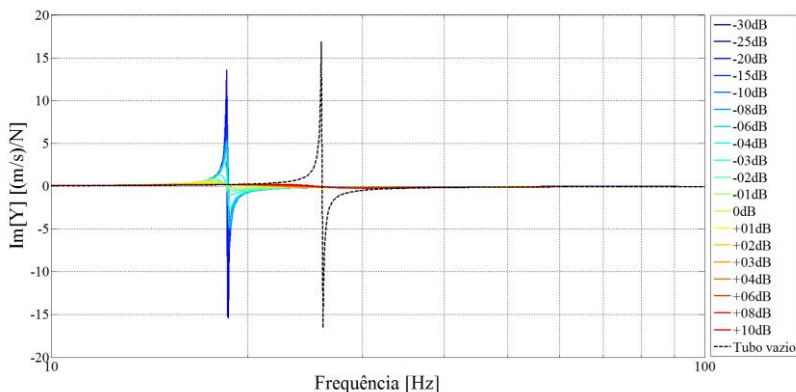


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4-11 mostra a parte imaginária da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. A parte imaginária positiva da mobilidade representa uma contribuição de energia reativa produto do elemento mola do sistema. A parte imaginária negativa da mobilidade representa uma contribuição de energia reativa produto do elemento massa do sistema. Também pode ser observado que quando o nível de aceleração é aumentado, as curvas apresentam picos e anti-picos com maior largura, próprio das curvas com maior amortecimento, e quando o nível é maior de 0 dB, a frequência natural amortecida

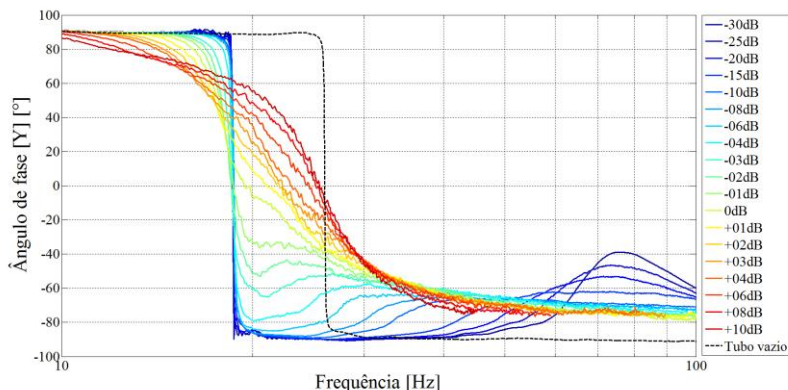
tende àquela do sistema sem partículas.

Figura 4-11. Parte imaginária da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4-12. Ângulo de fase da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.



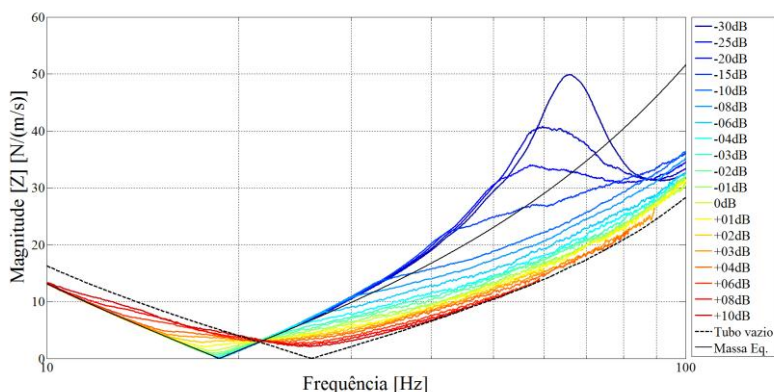
Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4-12 mostra o ângulo de fase da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. Podem ser observadas as mesmas características de amortecimento e frequência vistas nos gráficos anteriores da parte real e imaginária da mobilidade. Porém, da mesma forma que na Figura 4-8, pode ser observada uma mudança das curvas típicas de

um sistema de 1 GDL acima da frequência natural amortecida. Esta mudança é mais evidente quanto mais baixo é o nível de aceleração. Isso sugere a presença de outro(s) grau(s) de liberdade próprio do amortecedor EPD como será analisado depois.

A análise do ponto de vista da impedância mostra ainda outras informações. As curvas de impedância do sistema viga-EPD foram obtidas simplesmente calculando o inverso das curvas de mobilidade, mostradas nas figuras anteriores, medidas no extremo livre da viga. O extremo livre da viga representa o ponto da massa livre de um sistema de 1 GDL com seus elemento mola e amortecedor engastados no extremo oposto (extremo engastado da viga). Porém, o extremo livre da viga, no sistema viga-EPD, representa também o ponto de entrada do amortecedor EPD o que está livre no seu extremo oposto. Para ilustrar esta diferença basta comparar a impedância na massa de um sistema mecânico de 1 GDL, com constantes de massa, rigidez e amortecimento  $M$ ,  $k$  e  $C$  respectivamente, dado por  $j\omega M + C - jk/\omega$  e a impedância do mesmo sistema de 1 GDL na sua base dado por  $j\omega M/(-\omega^2 M + k + j\omega C)$ .

Figura 4-13. Magnitude da impedância do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.

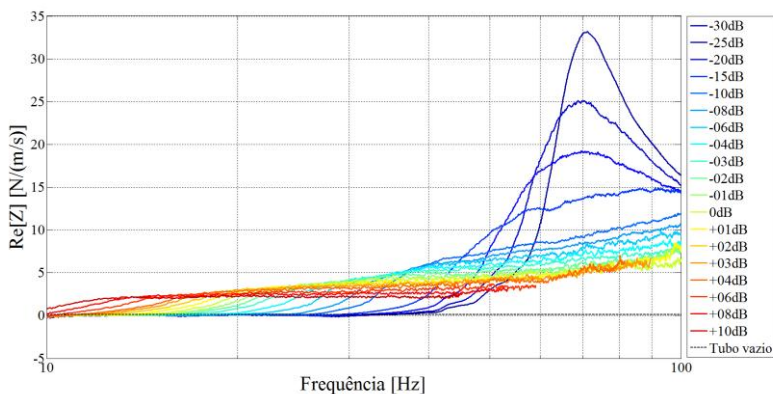


Fonte: Elaborado pelo autor.

A magnitude da impedância do sistema viga-EPD (mostrado na Figura 4-2) em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor é mostrada na Figura 4-13. A curva preta contínua corresponde ao sistema viga-EPD sem partículas. A curva preta tracejada corresponde ao sistema viga-EPD sem partículas com uma

massa rígida equivalente à massa das partículas, isto é, 40 g, colada rigidamente no recipiente. Os pontos de inflexão indicam as frequências naturais amortecidas do sistema sem partículas e com massa equivalente. A curva de -30 dB de aceleração coincide com a curva da massa equivalente até aproximadamente 26 Hz. Acima dessa frequência ela muda devido à influência das partículas, aparecendo um pico em 65 Hz. Similar situação acontece com as curvas de -25 dB, -20 dB e -15 dB. Porém, quando aumenta o nível de aceleração, as curvas deixam de ter esta característica. Claramente é observado que as curvas de maior nível de aceleração tendem a curva do sistema sem partículas.

Figura 4-14. Parte real da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.

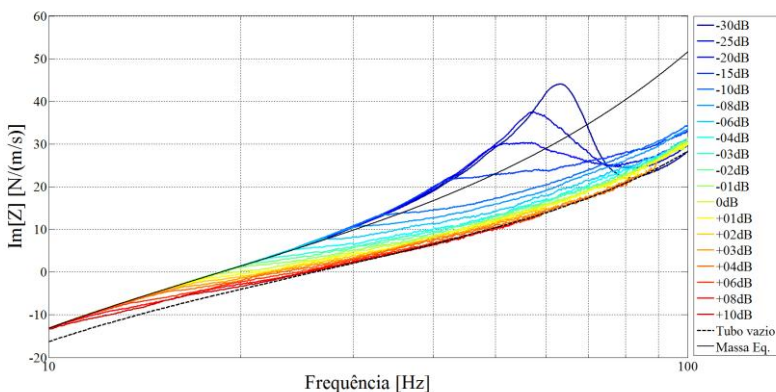


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4-14 mostra a parte real da impedância do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. Da mesma forma que a parte real da mobilidade, a parte real da impedância representa uma contribuição de energia dissipada pelo sistema. Porém, do ponto de vista da impedância é possível observar claramente a contribuição de energia dissipada por parte do amortecedor EPD no sistema viga-EPD devido ao fato de que a contribuição da parte real da impedância da viga é comparativamente pequena. De fato, teoricamente, a impedância na massa de um sistema de 1 GDL (extremo livre do sistema viga-EPD sem partículas) tem um valor positivo constante na frequência igual ao valor do coeficiente de amortecimento  $C$  deste sistema, e este

valor é muito menor de 1 para uma viga de Oberst. No caso do sistema sem partículas, esta impedância é mostrada na Figura 4-14 pela curva preta. Quando as partículas são adicionadas ao recipiente, este já não se comporta mais como uma massa rígida, mas sim como um amortecedor EPD com uma impedância  $Z$ . Analisando as curvas pode ser observado que quanto menor é o nível de aceleração experimentado pelo EPD, a contribuição de energia dissipada do amortecedor começa numa frequência maior. A curva de -30 dB apresenta um pico bem definido em 70 Hz produto de uma onda estacionária como será visto depois. Ao aumentar o nível de excitação, este pico começa a ser menos definido e com uma frequência cada vez menor. Para os níveis mais altos de aceleração, as curvas começam a aparecer constante como o caso da parte real da impedância da viga.

Figura 4-15. Parte imaginária da mobilidade do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.



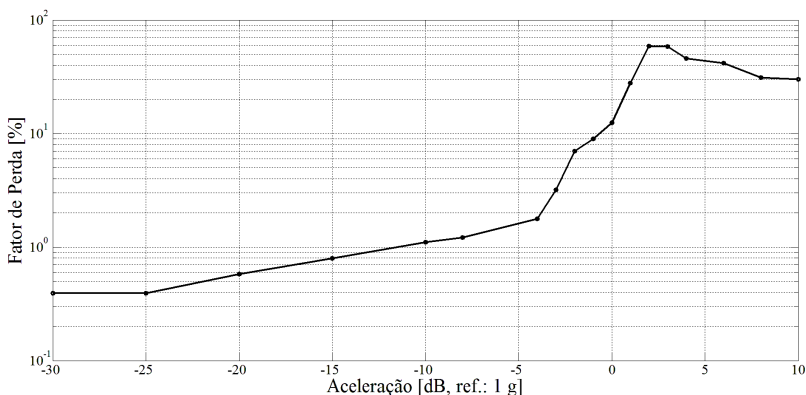
Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4-15 mostra a parte imaginária da impedância do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. Ao contrário da mobilidade, a parte imaginária positiva da impedância representa uma contribuição de energia reativa produto do elemento massa do sistema. A parte imaginária negativa da impedância representa uma contribuição de energia reativa produto do elemento mola do sistema. A curva preta tracejada corresponde ao sistema viga-EPD sem partículas e a curva preta contínua corresponde ao sistema com uma massa rígida



equivalente à massa das partículas. As frequências naturais em cada caso são aquelas onde as curvas passam por zero. As observações são similares às das figuras anteriores. A curva de -30 dB apresenta um pico e um anti-pico bem definidos ao redor de 70 Hz próprio de uma ressonância. Ao aumentar o nível de excitação, este pico começa a ser menos definido e com uma frequência cada vez menor. Quando aumenta o nível de excitação, todas as curvas coincidem com aquela correspondente à curva da massa equivalente até uma frequência cada vez menor. Perto da 0 dB de aceleração (curvas em tonalidade amarelas) as curvas em baixa frequência seguem à curva da massa equivalente e logo sofrem uma transição até seguir a tendência da curva do sistema sem partículas. As curvas com maior nível de aceleração (em tonalidade vermelha) aparecem bastante próximas da curva do sistema sem partículas.

Figura 4-16. Fator de perda do sistema viga-EPD em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor calculado com o método da banda de meia potência.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com o método da banda de meia potência, explicado na Seção 4.2.2, foi calculado o fator de perda do sistema viga-EPD, com frequência natural amortecida perto de 22 Hz (as frequências dos picos variam entre 18 e 26 Hz), em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. As curvas usadas foram aquelas da Figura 4-8 (b). Os resultados são mostrados na Figura 4-16. O fator de perda para um nível de aceleração de -30 dB foi de 0,39%. Logo, os valores do fator de perda aumentam quase em linha reta



ao aumentar o nível de aceleração, em dB, até -4 dB. A partir deste valor de aceleração, o fator de perda aumenta mais rapidamente atingindo um valor máximo de 58,8% em 2 dB. Acima deste valor, o fator de perda começa a diminuir novamente. Claramente os valores do fator de perda são bastante elevados entre 0 e 5 dB de aceleração devido ao estado de fluidização das partículas.

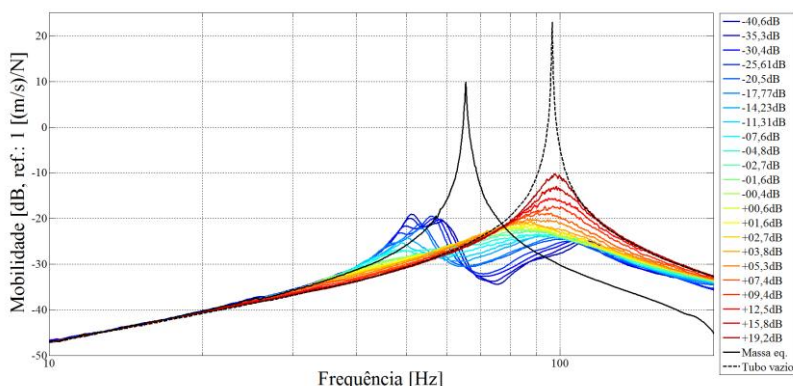
#### 4.4. AMORTECEDOR EPD EM UM SISTEMA DE 1 GDL SINTONIZADOS

Os resultados das medições do sistema viga-EPD com frequência natural em torno de 25 Hz, mostraram que para um nível de aceleração do amortecedor igual -30 dB existe uma ressonância do amortecedor EPD em 65 Hz (Figura 4-8(b) e figuras 4-12 até 4-15). O objetivo da presente seção é analisar os resultados de um sistema viga-EPD sintonizados, isto é, a frequência natural amortecida da viga com massa equivalente no extremo livre, coincide com a frequência de ressonância do amortecedor EPD, igual a 65 Hz. A massa equivalente foi uma massa rígida igual à massa das partículas, 40 g. Para este objetivo, foi usada uma viga de Oberst com comprimento igual a 111 mm (161 mm considerando a seção de engaste da viga).

A Figura 4-17 mostra as curvas da magnitude da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. A curva preta tracejada corresponde ao sistema sem partículas. A frequência natural amortecida foi igual a 97 Hz. A curva preta continua corresponde ao sistema viga-EPD sem partículas, com a massa rígida equivalente. A frequência natural amortecida neste caso foi igual a 65 Hz, sintonizada com a frequência de ressonância do amortecedor EPD. As características das curvas obtidas são muito diferentes do caso analisado na seção anterior, onde o sistema sem partículas e o EPD não foram sintonizados. No sistema sintonizado, as curvas com aceleração bem menor de 1g apresentam dois picos de ressonância, próprio de um sistema de dois graus de liberdade. Estes dois picos decrescem quando aumenta a amplitude de excitação. Isso pode ser explicado porque o contacto entre partículas começa a ser cada vez mais fraco, e, portanto, o módulo de elasticidade, a velocidade de propagação e a frequência da onda estacionária diminuem também. Além desses dois picos, ao redor da frequência natural do sistema com massa equivalente, aparece nas

curvas desta região um anti-pico. Isso é altamente importante porque significa uma eliminação do pico correspondente ao sistema com massa equivalente, levando o sistema a vibrar em duas frequências menores. Quando a aceleração experimentada pelo amortecedor se aproxima de 1 g, as ondas estacionárias do EPD deixam de ter efeito e as curvas se apresentam similares às obtidas no estado de fluidização das partículas observadas também na seção anterior. Quando a aceleração experimentada pelo amortecedor é maior de 1 g as curvas tendem àquela do sistema sem partículas, como também visto na seção anterior com o sistema não sintonizado. Logo, a adição das partículas ao sistema consegue uma atenuação do valor máximo de mobilidade do sistema com massa equivalente num valor próximo de 30 dB.

Figura 4-17. Magnitude da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.

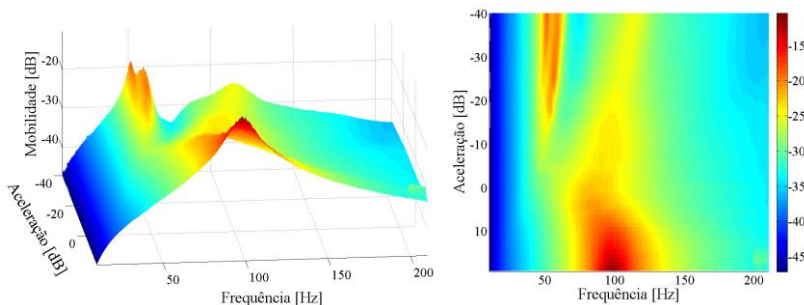


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4-18 mostra, em um gráfico 3D, as curvas da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado obtido com interpolação das mesmas curvas da Figura 4-17. Podem ser observadas claramente três regiões: uma influenciada pelo amortecedor EPD, outra pelo estado de fluidização das partículas e outra onde as curvas tendem à curva do sistema sem partículas. A região influenciada pelo EPD é mais evidente quanto mais baixo é o nível de aceleração. Nesta região aparecem dois picos próximos correspondentes ao sistema de 2 GDL formado pela viga em balanço e a ressonância do material granular do EPD. Também

pode-se observar nesta região, para frequências acima desses picos, a aparição um anti-pico com valores de mobilidade bastante inferiores. Quando aumenta o nível de aceleração, as frequências e os valores máximos dos picos descem e prevalece apenas o pico de maior frequência. A região de fluidização das partículas aparece para níveis de aceleração ao redor de 0 dB (1 g). Nesta região os valores picos caem notoriamente e as suas frequências começam a aumentar paulatinamente. Acima de 0 dB as curvas tendem àquela do sistema sem partículas alcançando os máximos valores de mobilidade.

Figura 4-18. Gráfico 3D da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função da frequência e da aceleração experimentada pelo amortecedor.

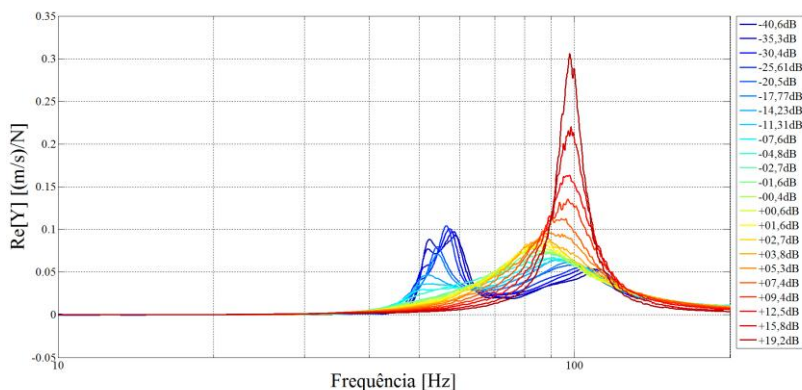


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4-19 mostra a parte real da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. O sistema viga-EPD sintonizado dissipa energia nas três regiões indicadas no parágrafo anterior. As curvas de tonalidade azul pertencem à região influenciada pelo EPD, as curvas de tonalidade amarela à região dada pelo estado de fluidização das partículas e as curvas em tonalidade vermelha à região que tende ao sistema sem partículas.

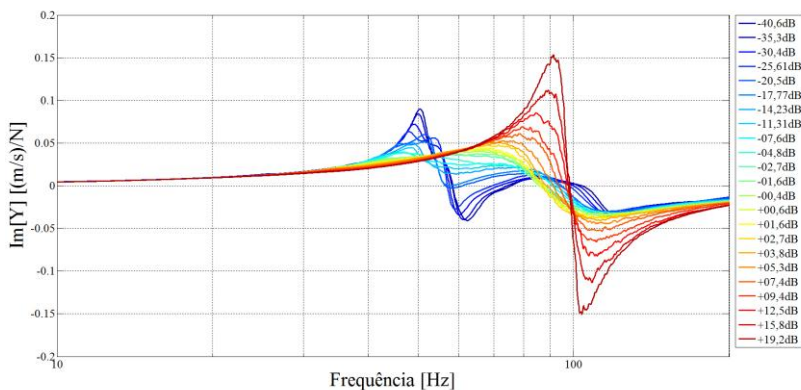
A Figura 4-20 mostra a parte imaginária da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. Novamente podem-se observar as três regiões do sistema viga-EPD sintonizado. A descrição por tonalidade de cores é mantida. Em cada curva aparece um pico correspondente a uma contribuição reativa tipo massa seguida de um anti-pico correspondente a uma contribuição reativa tipo mola.

Figura 4-19. Parte real da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4-20. Parte imaginária da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.

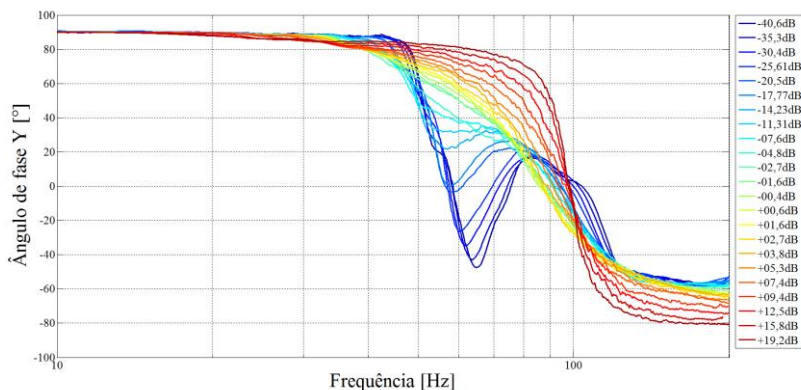


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4-21 mostra o ângulo de fase da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor. As curvas de tonalidade azul, correspondente aos níveis baixos de aceleração, mostram várias mudanças de fase o que é próprio de sistemas com vários GDL. As curvas de tonalidade amarela e vermelha apresentam só uma mudança de fase própria de um sistema de 1 GDL, dado, por

exemplo, no caso da viga com massa rígida no extremo livre e amortecimento dado pela viga e as partículas.

Figura 4-21. Ângulo de fase da mobilidade do sistema viga-EPD sintonizado em função do nível de aceleração experimentado pelo amortecedor.



Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 4.5. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

Foi realizado um estudo experimental de um amortecedor EPD em um sistema de 1 GDL (sistema viga-EPD) e foi descoberto um estado de fluidização tal como descrito na literatura. Este estado aparece quando um amortecedor EPD experimenta uma aceleração perto de 1 g. Neste estado, as partículas adotam um movimento aleatório similar a um fluido. Os mecanismos de dissipação de energia são o atrito e as colisões inelásticas entre as partículas e entre as partículas e as paredes do recipiente. Um alto grau de amortecimento é atingido neste estado das partículas.

Também, os resultados destes ensaios mostraram que o amortecedor possui ao menos uma ressonância em 65 Hz. Assim, os sistemas testados foram classificados como o sistema viga-EPD não sintonizado, onde a frequência natural dele foi bem menor do que 65 Hz, e o sistema viga-EPD sintonizado, onde a frequência natural do sistema com massa equivalente e do amortecedor foram igual a 65 Hz.

Em ambos os tipos de ensaios foram observado 3 regiões diferentes do comportamento dinâmico do sistema viga-EPD segundo o nível de aceleração aplicado, isto é, níveis de aceleração

bem menores de 0 dB (1 g), níveis de aceleração próximos de 0 dB e níveis de aceleração bastante maiores de 0 dB.

Tanto o sistema viga EPD sintonizado como o não sintonizado apresentam comportamentos similares quando o nível de aceleração aplicado está perto de 0 dB, e quando é maior de 0 dB. Quando a aceleração aplicada tem um valor perto de 1 g, as partículas adotam um estado de fluidização e é atingido o máximo amortecimento em ambos os sistemas. Quando a aceleração aplicada é bastante maior do que 0 dB as partículas começam a ficar no ar, e, portanto, as curvas de mobilidade tendem àquela do sistema sem partículas e diminui o fator de perda do sistema.

Quando o nível de aceleração aplicado é bem menor de 0 dB o sistema viga-EPD não sintonizado e sintonizado apresentam comportamentos bem diferentes. No caso do sistema não sintonizado, as partículas quase não adicionam amortecimento e se comportam como uma massa rígida. Quando o nível de aceleração é incrementado, o sistema começa a adquirir uma maior quantidade de amortecimento. No caso do sistema sintonizado, a curva de mobilidade apresenta dois picos de ressonância, próprio de um sistema de dois graus de liberdade, e um anti-pico na frequência natural correspondente ao sistema com massa equivalente. Assim, nesta frequência, as partículas conseguem praticamente eliminar o pico do sistema com massa rígida. Também os dois picos do sistema sintonizado possuem uma quantidade de amortecimento bastante maior em comparação ao pico do sistema não sintonizado para baixo nível de aceleração.

Estes resultados abrem um maior campo de aplicação destes tipos de amortecedores onde não estão limitados às estruturas que experimentam uma aceleração perto de 1 g. De fato, foi encontrado que este amortecedor consegue uma grande atenuação para baixos níveis de aceleração bem menores de 0 dB.

Como trabalho futuro, parece útil modelar a frequência de amortecimento como uma função de parâmetros tais como a rigidez, massa e coeficiente de restituição das partículas. Modelos de elementos discretos têm sido bastante usados para modelar amortecedores de partículas [19, 45, 46, 52] e podem ser uma boa alternativa.

## 5. CAPÍTULO 5: ANÁLISE DE IMPEDÂNCIA DE UM EPD. ONDAS ESTACIONÁRIAS

### 5.1. INTRODUÇÃO

No Capítulo 4 foi constatado que quando o sistema viga-EPD não sintonizado é submetido a um nível de aceleração suficientemente baixo, as curvas não diferem significativamente da obtida com uma massa equivalente, isto é, as partículas se comportam como um material sólido. No caso do sistema sintonizado, as partículas entraram em ressonância aparecendo dois picos nas curvas de mobilidade produto de dois graus de liberdade do sistema.

A afirmação anterior sugere considerar que quando o nível de vibração submetido ao meio granular é suficientemente baixo, as partículas se comportam como um material sólido finito, e, portanto, com a capacidade de produzir ondas estacionárias. Nesse caso, uma perturbação deveria propagar ondas longitudinais através do meio granular com uma velocidade  $c_l$ . A velocidade de uma perturbação deveria depender do meio que atravessa e da conexão entre uma partícula e a seguinte. Se a união é fraca, a perturbação passa lentamente; se é forte, a perturbação viaja rapidamente. Quando o comprimento de um material sólido é finito são produzidas ondas estacionárias pela soma da onda de ida mais a onda refletida. Como hipótese, se o material granular é comportado como um corpo sólido, então deveria aparecer ondas estacionárias no interior que geram frequências naturais de vibração. No caso do amortecedor EPD sem tampa, submetido a uma vibração vertical, a altura do material granulado define frequências naturais de propagação da onda longitudinal  $f_l$ . Quando o amortecedor é excitado em uma das suas frequências naturais  $f_n$ , a onda deveria ser propagada pelo meio granular dissipando energia pela deformação e atrito das partículas de elastômero. Com a finalidade de comprovar esta suposição, foram realizadas medições da impedância mecânica de alguns amortecedores EPD com movimento vertical.

No presente Capítulo é mostrado primeiro a impedância obtida experimentalmente de um EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano. Posteriormente, a impedância experimental é comparada com a impedância teórica de um sistema de 8 GDL unidos em paralelo. Subsequentemente, é mostrada uma análise do

primeiro modo de vibração de um EPD. Finalmente, é apresentado um estudo da velocidade de onda longitudinal em função da altura do material granular.

## 5.2. IMPEDÂNCIA DE UM AMORTECEDOR EPD

Como estudo inicial, foi medida a impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano (83 g). O recipiente usado foi um tubo de alumínio de 156 mm de comprimento, 59 mm de diâmetro e 0,4 mm de espessura. A montagem de medição é mostrada na Figura 5-1. Entre o excitador de vibração e a base do cilindro foi colocada uma cabeça de impedância. O objetivo foi encontrar os picos de impedância de um material granular e as correspondentes frequências naturais. O recipiente do amortecedor usado não tem tampa superior, e, assim, as partículas ficaram livres no extremo superior.

Figura 5-1. Sistema de medição da impedância de um amortecedor EPD. Direita: vista desde o lado. Esquerda: vista desde acima.

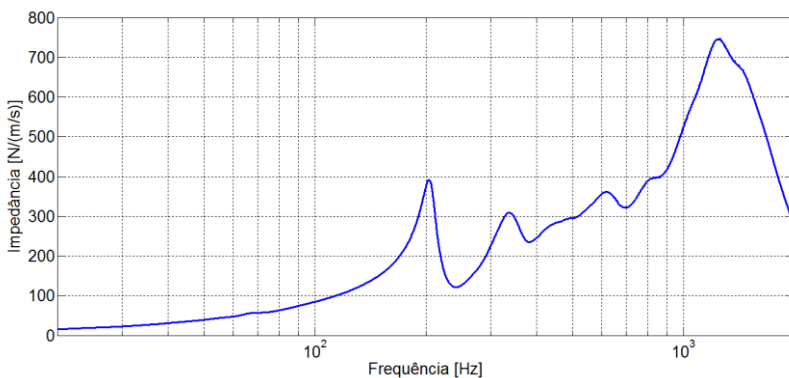


A Figura 5-2 mostra a curva da magnitude da impedância obtida. É observado claramente um pico em 204 Hz e outro em 338 Hz. Além disso, outros picos aparecem em frequências superiores. O pico observado em 1250 Hz corresponde à primeira frequência



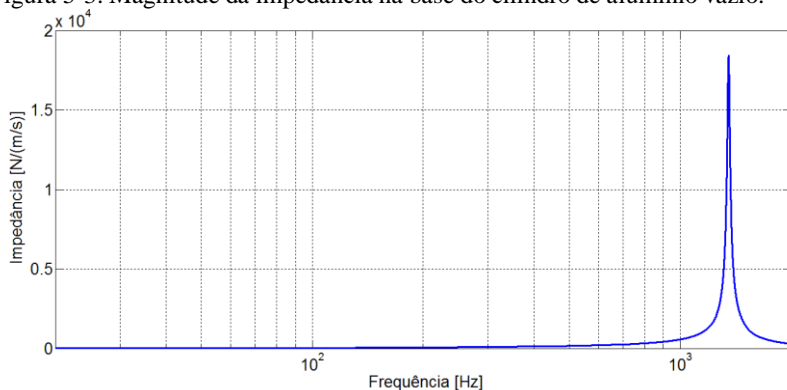
natural do tubo de alumínio e não as ressonâncias ou ondas estacionárias das partículas. A impedância do tubo sem partículas medida é mostrada na Figura 5-3. O pico correspondente ao primeiro modo de vibração do tubo é bastante estreito. Isto significa que as partículas dentro do cilindro incrementam o amortecimento dessa forma de vibração obtendo um pico com maior largura como visto na Figura 5-2.

Figura 5-2. Magnitude da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-3. Magnitude da impedância na base do cilindro de alumínio vazio.

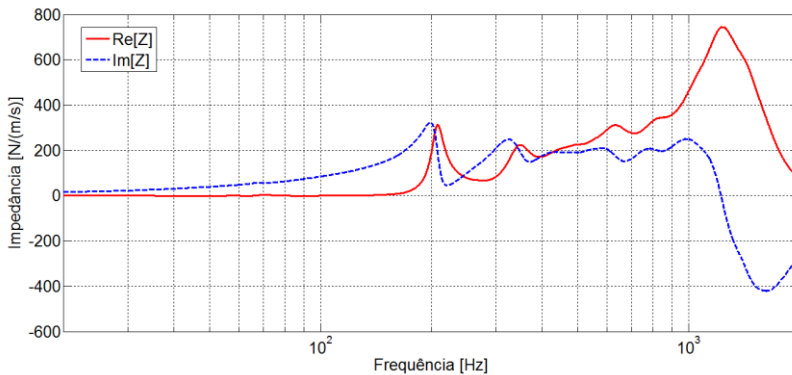


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 5-4 mostra a parte real e imaginária da impedância na

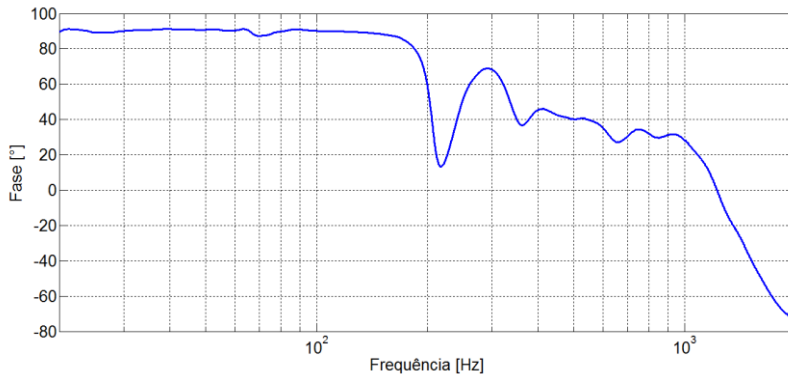
base de um amortecedor EPD. A parte real está relacionada com a contribuição de amortecimento (positivo para todas as frequências). Isto mostra que o amortecedor dissipa energia acima do primeiro pico da impedância, isto é, em 204 Hz. (Na realidade o amortecedor começa a dissipar energia a partir do início do pico numa frequência um pouco menor de 204 Hz).

Figura 5-4. Parte real e imaginária da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-5. Ângulo de fase da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 5-5 mostra o ângulo de fase da impedância na base do amortecedor EPD. Em um sistema de 1 GDL, a fase entre a força de

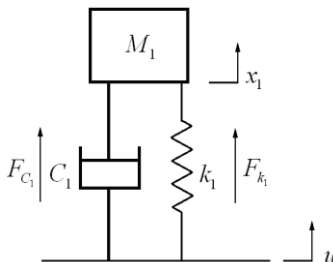
entrada e a velocidade resultante começa a partir de 0 Hz com um valor igual a  $90^\circ$  e muda abruptamente até perto de  $-90^\circ$  na frequência de ressonância. Quanto mais baixo é o amortecimento do sistema de um grau de liberdade, mais acentuada é essa mudança de fase (ver Apêndice B). Porém, o material granular de um amortecedor EPD têm várias frequências naturais produto de ondas estacionárias geradas no interior, o que leva a mudar a curva típica de um sistema de 1 GDL.

### 5.3. ANÁLISE TEÓRICA DE IMPEDÂNCIA

#### 5.3.1. Impedância na Base de um Sistema de 1 Grau de Liberdade

Seja um sistema de um grau de liberdade com movimento na sua base como mostrado na Figura 5-6.

Figura 5-6. Diagrama de um sistema de um grau de liberdade e das forças na massa  $M_1$ .



Fonte: Elaborado pelo autor.

Assumindo que inicialmente  $u > x_1$ , então  $F_{k_1} = (u - x_1)k_1$  e  $F_{C_1} = (\dot{u} - \dot{x}_1)C_1$ . Logo aplicando a segunda lei de Newton à massa  $M_1$  da Figura 5-6, obtém-se a seguinte equação do movimento:

$$\sum_{M_1} F = F_{k_1} + F_{C_1} = (u - x_1)k_1 + (\dot{u} - \dot{x}_1)C_1 = M_1 \ddot{x}_1 \quad (5.1)$$

ou

$$M_1 \ddot{x}_1 + (x_1 - u)k_1 + (\dot{x}_1 - \dot{u})C_1 = 0. \quad (5.2)$$

Considerando movimento harmônico tal que  $u = Ue^{j\omega t}$  e  $x_1 = X_1 e^{j\omega t}$  obtém-se a seguinte equação:

$$-\omega^2 M_1 x_1 + (x_1 - u)k_1 + j\omega C_1 (x_1 - u) = 0 \quad (5.3)$$

ou

$$-\omega^2 M_1 x_1 + (k_1 + j\omega C_1)(x_1 - u) = 0. \quad (5.4)$$

Logo,

$$-\omega^2 M_1 x_1 + (k_1 + j\omega C_1)x_1 - (k_1 + j\omega C_1)u = 0 \quad (5.5)$$

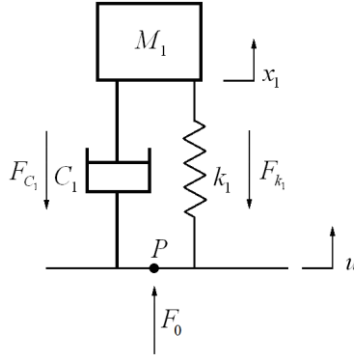
Então:

$$(-\omega^2 M_1 + k_1 + j\omega C_1)x_1 = (k_1 + j\omega C_1)u \quad (5.6)$$

Isolando  $x_1$ , obtém-se:

$$x_1 = \frac{k_1 + j\omega C_1}{-\omega^2 M_1 + k_1 + j\omega C_1} u \quad (5.7)$$

Figura 5-7. Sistema de um grau de liberdade com força aplicada na base.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Seja agora  $F_0$  a força requerida para ser aplicada no ponto  $P$  na base do sistema de 1 grau de liberdade como mostrado na Figura 5-7 para produzir um deslocamento  $u$ , então aplicando a lei de Kirchhof que estabelece que "a soma de todas as forças agindo em um ponto é zero" têm-se:

$$\sum_p F = F_0 + F_{k_1} + F_{C_1} = 0 \quad (5.8)$$

Logo,

$$F_0 - (u - x_1)k_1 - C_1(\dot{u} - \dot{x}_1) = 0 \quad (5.9)$$

Novamente considerando movimento harmônico, têm-se:

$$F_0 - (u - x_1)k_1 - j\omega C_1(u - x_1) = 0 \quad (5.10)$$

ou

$$F_0 = (u - x_1)(k_1 + j\omega C_1) \quad (5.11)$$

Da equação (5.4) e a equação (5.11) obtém-se:

$$F_0 = -\omega^2 M_1 x_1 \quad (5.12)$$

Substituindo a equação (5.7) na equação (5.12) obtém-se:

$$F_0 = -\frac{\omega^2 M_1 (k_1 + j\omega C_1)}{-\omega^2 M_1 + k_1 + j\omega C_1} u \quad (5.13)$$

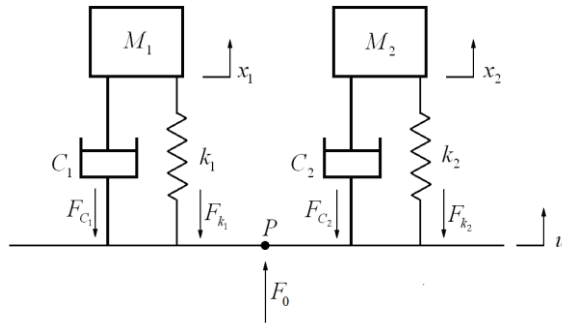
Logo, a impedância no ponto  $P$  do sistema de um grau de liberdade mostrado na Figura 5-7 é dada por:

$$Z_0 = \frac{F_0}{\dot{u}} = \frac{j\omega M_1 (k_1 + j\omega C_1)}{-\omega^2 M_1 + k_1 + j\omega C_1} \quad (5.14)$$

### 5.3.2. Impedância na Base de um Sistema de 2 Graus de Liberdade

Seja um sistema de dois graus de liberdade unidos em paralelo na base como mostrado na Figura 5-8.

Figura 5-8. Sistema de dois graus de liberdade unidos em paralelo e com força aplicada na base.



Fonte: Elaborado pelo autor.

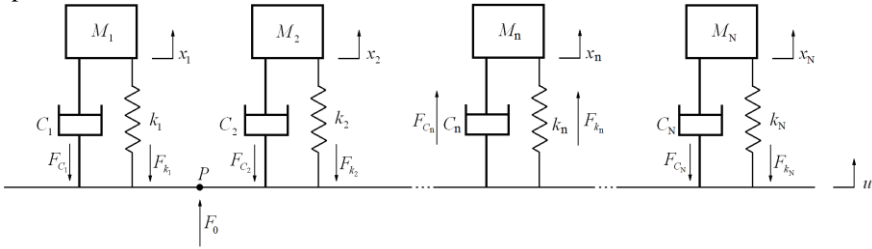
Sabendo que a impedância de dois sistemas em paralelo é igual à soma das suas impedâncias individuais, então a impedância  $Z_0$  do sistema de dois GDL é igual à soma das impedâncias  $Z_1$  e  $Z_2$ , onde os índices 1 e 2 correspondem aos índices dos elementos de cada um dos dois GDL da Figura 5-9. Usando a analogia do sistema de 1 GDL da seção anterior, têm-se:

$$Z_0 = \frac{j\omega M_1(k_1 + j\omega C_1)}{-\omega^2 M_1 + k_1 + j\omega C_1} + \frac{j\omega M_2(k_2 + j\omega C_2)}{-\omega^2 M_2 + k_2 + j\omega C_2} = Z_1 + Z_2 \quad (5.15)$$

### 5.3.3. Impedância na Base de um Sistema de N Graus de Liberdade

Seja um sistema de N graus de liberdade unidos em paralelo na base como mostrado na Figura 5-9.

Figura 5-9. Sistema de N graus de liberdade unidos em paralelo e com força aplicada na base.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A impedância na base de N sistemas de um grau de liberdade unidos em paralelo é igual à soma das suas impedâncias individuais. Isto é:

$$Z_0 = \sum_{i=1}^N Z_i \quad (5.16)$$

Logo, a impedância no ponto P do sistema de N graus de liberdade mostrado na Figura 5-9 é dada por:

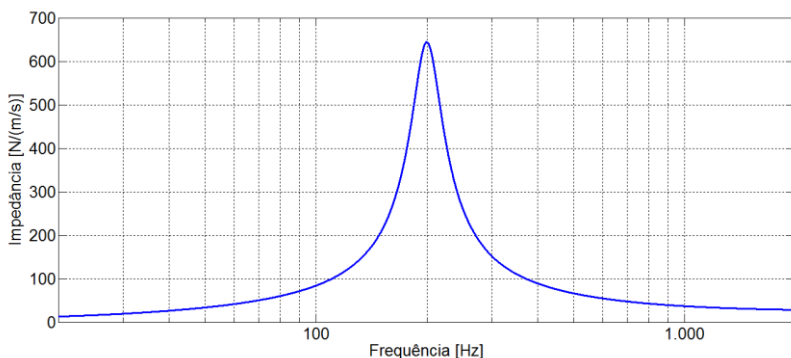
$$Z_0 = \sum_{i=1}^N \frac{j\omega M_i(k_i + j\omega C_i)}{-\omega^2 M_i + k_i + j\omega C_i} \quad (5.17)$$

## 5.4. COMPARAÇÃO IMPEDÂNCIA TEÓRICA EXPERIMENTAL

### 5.4.1. Exemplo de um Sistemas de 1 GDL com Movimento na Base

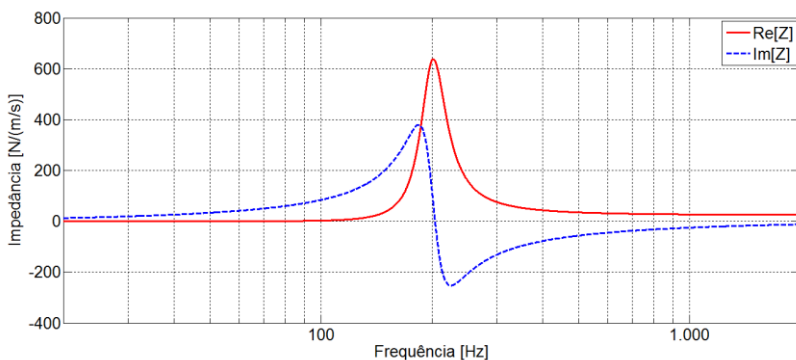
Nas seguintes figuras (figuras 5-10, 5-11 e 5-12) são mostradas respectivamente a magnitude, a parte real e imaginária e o ângulo de fase da impedância na base de um sistema de 1 GDL, como o mostrado na Figura 5-6, com  $M = 0,1 \text{ kg}$ ,  $f_0 = 200 \text{ Hz}$  e  $C = 25 \text{ Ns/m}$ . As curvas foram plotadas usando a equação (5.14).

Figura 5-10. Magnitude da impedância na base de um sistema de 1 GDL, como mostrado na Figura 5-6, com  $M = 0,1 \text{ kg}$ ,  $f_0 = 200 \text{ Hz}$  e  $C = 25 \text{ Ns/m}$ .



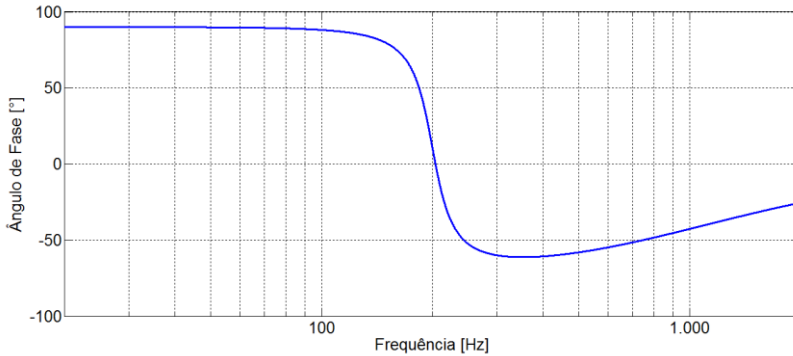
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-11. Parte real e imaginária da impedância na base de um sistema de 1 GDL, como mostrado na Figura 5-6, com  $M = 0,1 \text{ kg}$ ,  $f_0 = 200 \text{ Hz}$  e  $C = 25 \text{ Ns/m}$ .



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-12. Ângulo de fase da impedância na base de um sistema de 1 GDL, como mostrado na Figura 5-6, com  $M = 0,1 \text{ kg}$ ,  $f_0 = 200 \text{ Hz}$  e  $C = 25 \text{ Ns/m}$ .

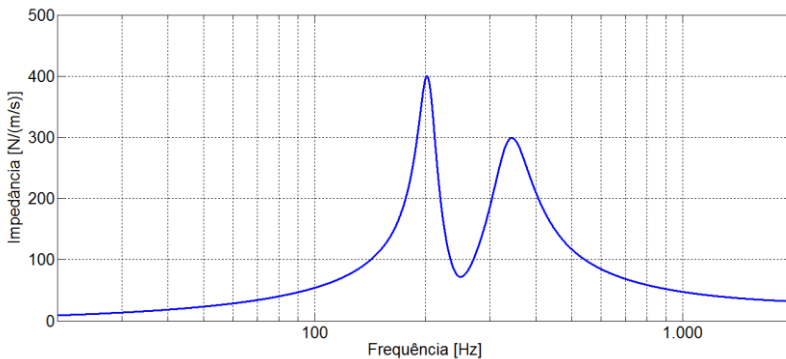


Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 5.4.2. Exemplo de um Sistema de 2 GDL com Movimento na Base

Nas seguintes figuras (figuras 5-13, 5-14 e 5-15) são mostradas respectivamente a magnitude, a parte real e imaginária e o ângulo de fase, da impedância na base de um sistema de 2 GDL com  $M_1 = M_2 = 0,084 \text{ kg}$ ,  $f_1 = 204 \text{ Hz}$ ,  $f_2 = 338 \text{ Hz}$ ,  $\zeta_1 = 0,061$  e  $\zeta_2 = 0,134$ , (com referência a Figura 5-8). As curvas foram plotadas usando a equação (5.15).

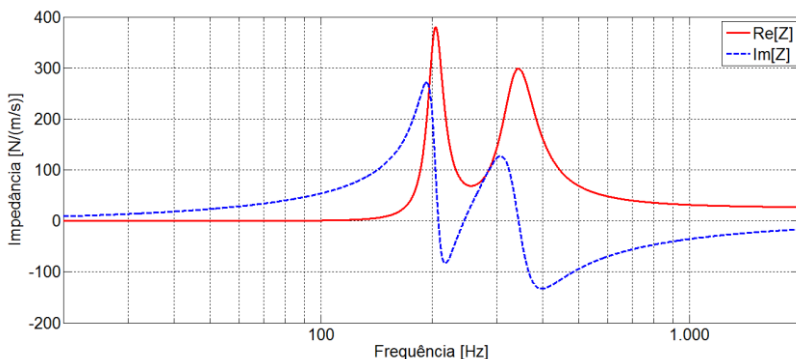
Figura 5-13. Magnitude da impedância na base de um sistema de 2 GDL, como mostrado na Figura 5-8, com  $M_1 = M_2 = 0,084 \text{ kg}$ ,  $f_1 = 204 \text{ Hz}$ ,  $f_2 = 338 \text{ Hz}$ ,  $\zeta_1 = 0,061$  e  $\zeta_2 = 0,134$ .



Fonte: Elaborado pelo autor.



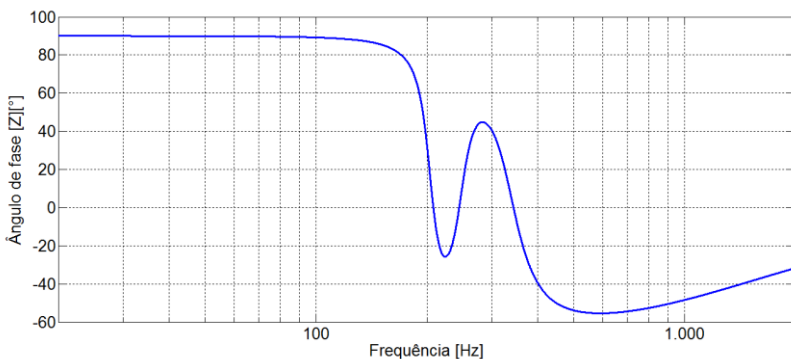
Figura 5-14. Parte real e imaginária da impedância na base de um sistema de 2 GDL, como mostrado na Figura 5-8, com  $M_1 = M_2 = 0,084 \text{ kg}$ ,  $f_1 = 204 \text{ Hz}$ ,  $f_2 = 338 \text{ Hz}$ ,  $\zeta_1 = 0,061$  e  $\zeta_2 = 0,134$ .



Fonte: Elaborado pelo autor.

Estas curvas de impedância de um sistema de 2 GDL são bastante similares às aquelas obtidas experimentalmente do amortecedor EPD para a primeira e a segunda frequência natural do material granulado. Porém, acima destas frequências, este modelo ainda não é uma aproximação razoável das curvas reais do amortecedor.

Figura 5-15. Ângulo de fase da impedância na base de um sistema de 2 GDL, como mostrado na Figura 5-8, com  $M_1 = M_2 = 0,084 \text{ kg}$ ,  $f_1 = 204 \text{ Hz}$ ,  $f_2 = 338 \text{ Hz}$ ,  $\zeta_1 = 0,061$  e  $\zeta_2 = 0,134$ .

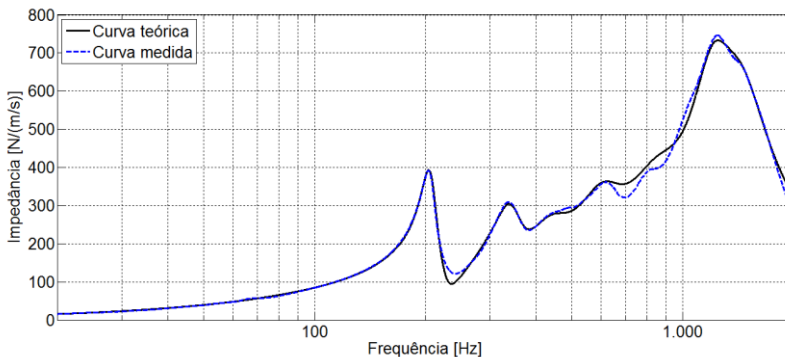


Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.4.3. Comparação da Impedância Teórica e Experimental do Amortecedor EPD

A curva da magnitude da impedância na base do amortecedor EPD mostrado na Figura 5-2 apresenta vários picos que deveriam corresponder com frequências naturais de vibração do material granular e também com as do sistema cilindro-partículas. Para provar esta suposição foi realizado um modelo do amortecedor com 8 GDL unidos em paralelo na base. As frequências naturais deste modelo são  $f_{n1} = 204$  Hz,  $f_{n2} = 347$  Hz,  $f_{n3} = 448$  Hz,  $f_{n4} = 620$  Hz,  $f_{n5} = 860$  Hz,  $f_{n6} = 1220$  Hz,  $f_{n7} = 1430$  Hz e  $f_{n8} = 8000$  Hz. Os valores das razões de amortecimento são  $\zeta_1 = 5,5$ ;  $\zeta_2 = 9,8$ ;  $\zeta_3 = 18$ ;  $\zeta_4 = 18$ ;  $\zeta_5 = 23$ ;  $\zeta_6 = 15$ ;  $\zeta_7 = 19$  e  $\zeta_8 = 25$ . O valor de  $M$  é a soma entre a massa das partículas e a massa do cilindro igual a 0.117 kg. As curvas de impedância resultantes do modelo de 8 GDL usando a equação (5.17) e as curvas medidas do EPD são mostradas nas figuras 5-16 até 5-19.

Figura 5-16. Curva experimental da magnitude da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano e a correspondente curva teórica obtida com um modelo de 8 GDL unidos em paralelo.

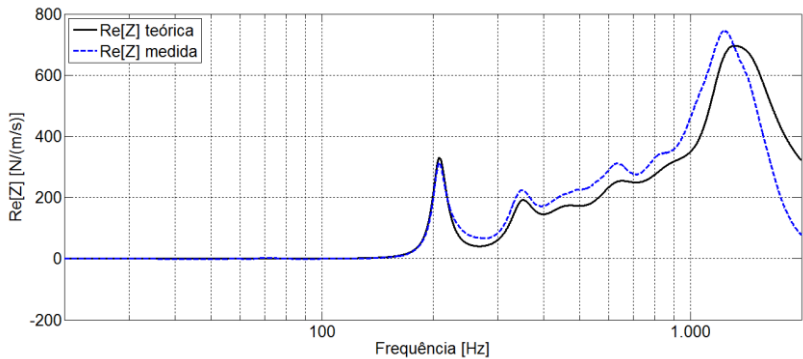


Fonte: Elaborado pelo autor.

Com um sistema de 8 GDL foi possível modelar razoavelmente o amortecedor de partículas. Uma aceitável correspondência existe entre as curvas teóricas e as experimentais. Isso sugere que existe um conjunto de ressonâncias produzidas por ondas estacionárias do material granular (e a frequência natural do sistema cilindro-

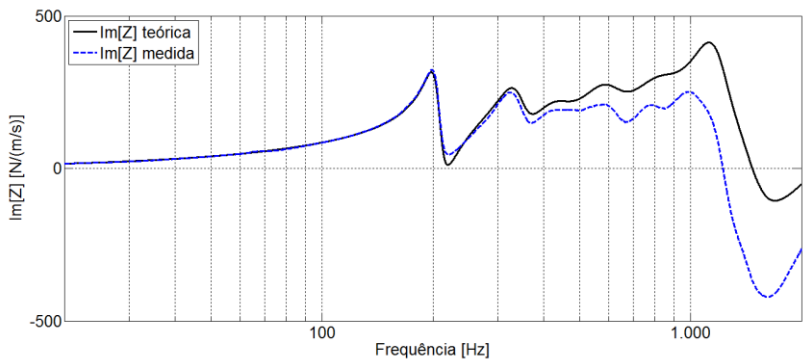
partículas em 1250 Hz). Assim, a impedância de um amortecedor EPD pode ser considerada como a soma de um conjunto de impedâncias produzidas por ondas estacionárias e a impedância própria do recipiente amortecida com as partículas.

Figura 5-17. Curva experimental da parte real da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano e a correspondente curva teórica obtida com um modelo de 8 GDL unidos em paralelo.



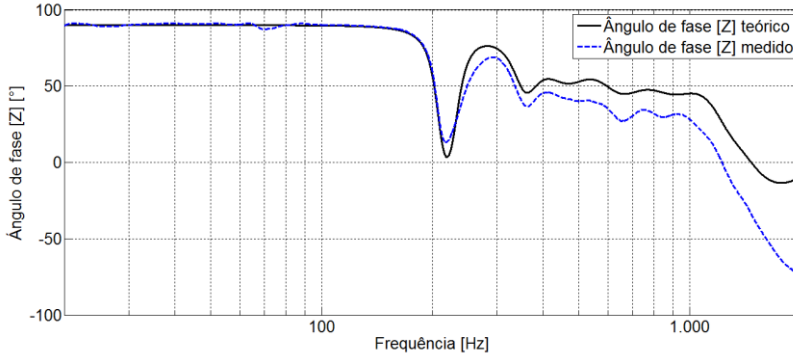
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-18. Curva experimental da parte imaginária da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano e a correspondente curva teórica obtida com um modelo de 8 GDL unidos em paralelo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-19. Curva experimental do ângulo de fase da impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano e a correspondente curva teórica obtida com um modelo de 8 GDL unidos em paralelo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.5. ANÁLISE DO PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO DO AMORTECEDOR EPD

A fim de conhecer a forma do primeiro modo de vibração de um material granular dentro de um tubo foi feito um estudo da sua aceleração em função da altura do material granular. O recipiente usado foi um tubo de alumínio de 156 mm de comprimento, 59 mm de diâmetro e 0,4 mm de espessura. O material granular testado foram novamente partículas de poliuretano. A altura do material granular no tubo foi de 150 mm. Assim, foi realizado um conjunto de medições da aceleração na base do cilindro, dentro do material granular e na superfície superior das partículas. O movimento na base do cilindro foi medido com um acelerômetro; e na superfície superior das partículas com um vibrômetro laser (ver Figura 5-20). No interior foi colocado um acelerômetro alternadamente nas alturas de 19, 38, 56, 75, 94, 113 e 131 mm. A transmissibilidade  $T$  entre a base do material granular (entrada) e a superfície superior (resposta) foi calculada usando a equação (5.18).

$$T = \frac{\ddot{x}_r}{\ddot{x}_b}, \quad (5.18)$$

onde  $\ddot{x}_r$  é a aceleração na resposta e  $\ddot{x}_b$  é a aceleração na base das

partículas.

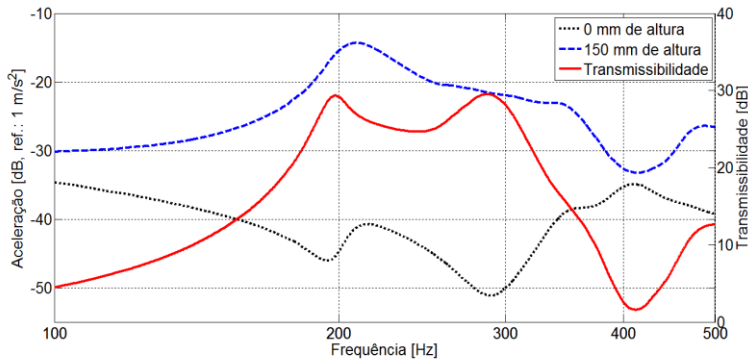
Figura 5-20. Sistema de medição da impedância na base de um cilindro com partículas de poliuretano e velocidade na superfície superior das partículas medida com um vibrômetro laser.



As figuras 5-21 até 5-28 mostram os resultados das medições de aceleração e da transmissibilidade do material granular. A Figura 5-21 mostra a aceleração na base do cilindro de alumínio (0 mm de altura), e na superfície superior das partículas. A curva vermelha mostra a transmissibilidade do material granular dentro do cilindro. Claramente aparecem dois picos, um em 198 Hz e outro em 288 Hz. Isso sugere pensar que essas frequências correspondem às duas primeiras frequências naturais do material granular. Nos dois casos existe uma queda de aceleração na base. Porém, a aceleração na superfície superior é máxima em 198 Hz e um pouco menor em 288 Hz. O primeiro modo de vibração suposto parece ter um deslocamento zero na base e máximo deslocamento no extremo superior. As figuras 5-22 até 5-28 mostram, além das curvas anteriores, a aceleração no interior do material granular para diferentes alturas. O acelerômetro dentro do material granular interfere em algum grau o movimento das partículas modificando ligeiramente as frequências dos picos e a forma das curvas. Porém, este estudo ainda é útil para ter uma primeira estimativa das formas de vibração do material granular. Na primeira frequência natural

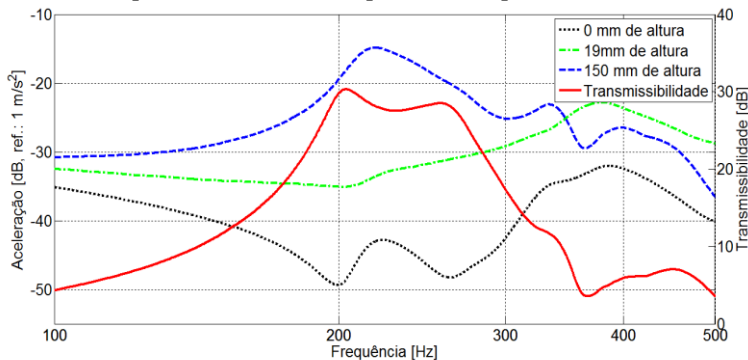
pode ser visto que na base aparece uma pequena aceleração, produto da excitação do *shaker*, e a aceleração é incrementada quando é incrementada a altura. O ponto onde acontece a máxima aceleração está localizado na superfície superior das partículas. Assim, essa forma de vibração pode ser considerada correspondente à primeira forma de vibração de um cilindro sólido devida a uma onda longitudinal estacionária.

Figura 5-21. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro de alumínio.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-22. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 19 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro.



Fontes figuras 5-22 até 5-28: Elaboradas pelo autor.

Figura 5-23. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 38 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro.

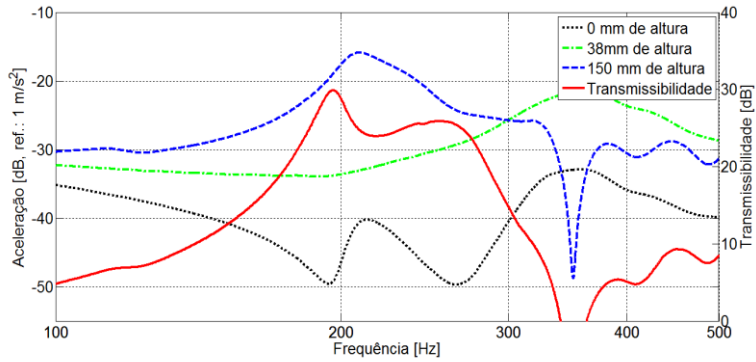


Figura 5-24. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 56 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro.

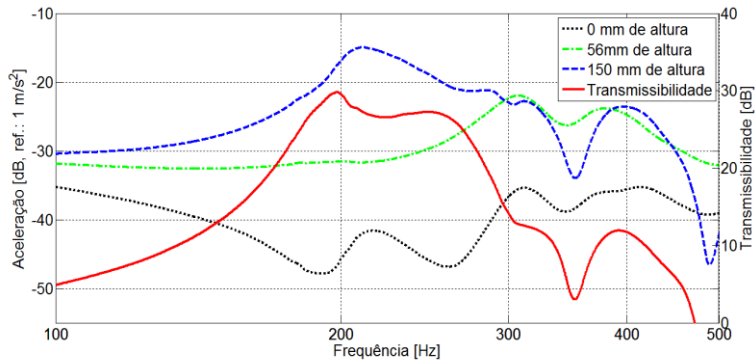


Figura 5-25. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 75 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro.

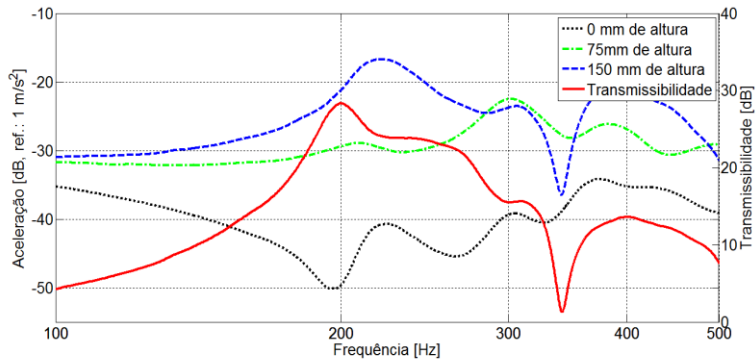


Figura 5-26. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 94 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro.

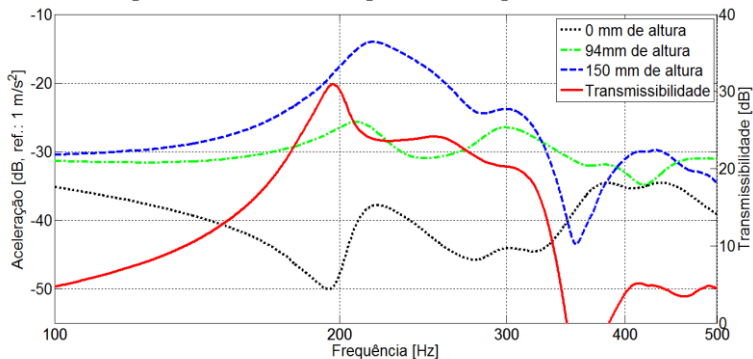


Figura 5-27. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 113 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro.

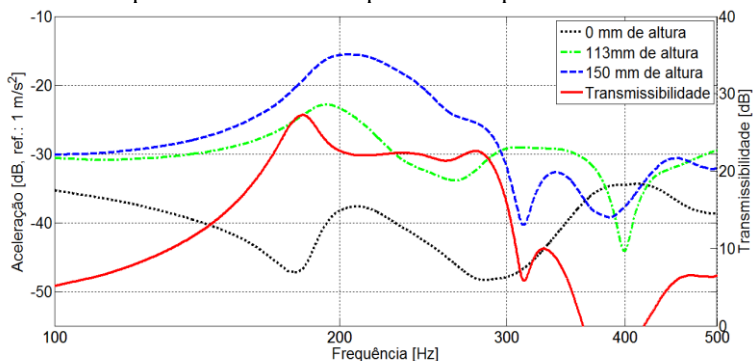
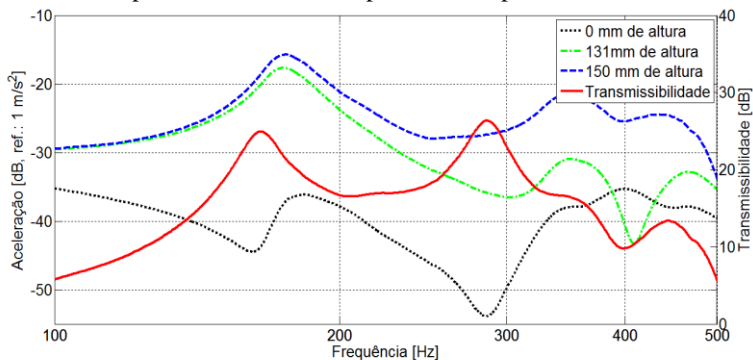


Figura 5-28. Transmissibilidade e níveis de aceleração na base, a 131 mm de altura e na superfície de 150 mm de partículas de poliuretano em um cilindro.





### 5.6. VELOCIDADE DE ONDA LONGITUDINAL EM FUNÇÃO DA ALTURA DO MATERIAL GRANULAR

Quando o material granular é submetido a um nível de vibração suficientemente baixo, ele se comporta como um sólido. Nesse caso, uma perturbação deveria propagar ondas longitudinais através deste meio com certa velocidade  $c_l$ . A velocidade da perturbação deveria depender do tipo de meio e a ligação entre uma e outra partícula. Se a união é fraca, a perturbação viaja lentamente; se for forte, viaja rápido. No caso de um amortecedor EPD sem tampa superior, submetido a uma vibração vertical, a altura do material granular define ondas longitudinais estacionárias as quais podem ser vistas como frequências naturais ou ressonâncias. Quando o amortecedor é excitado na frequência natural  $f_n$ , a onda deveria ser propagada pelo meio granular dissipando energia pela deformação e atrito das partículas.

A velocidade de onda longitudinal  $c_l$  em um meio sólido é determinada pela seguinte equação:

$$c_l = \frac{\lambda}{T} = \lambda f, \quad (5.19)$$

onde  $\lambda$  é o comprimento de onda,  $T$  é o período da onda, e  $f$  é a frequência da onda longitudinal.

Nesta subseção será apresentado um estudo da velocidade de onda  $c_l$  como uma função da altura  $L$  do material granular dentro de um tubo de alumínio. Foram testados três tipos de partículas: poliuretano, elastômero A (macio) e elastômero B (mais rígido). Para esse fim foi considerado que a altura  $L$  das partículas corresponde a  $\frac{1}{4}$  do comprimento da primeira frequência natural do material granular. Essa suposição foi mostrada experimentalmente na subseção anterior. Assim, a equação (5.19) fica da seguinte forma:

$$c_l = 4Lf \quad (5.20)$$

Logo, com uma altura  $L$  dada das partículas e conhecendo a frequência do primeiro modo de vibração do material granular, é possível obter a velocidade da correspondente onda longitudinal estacionária.

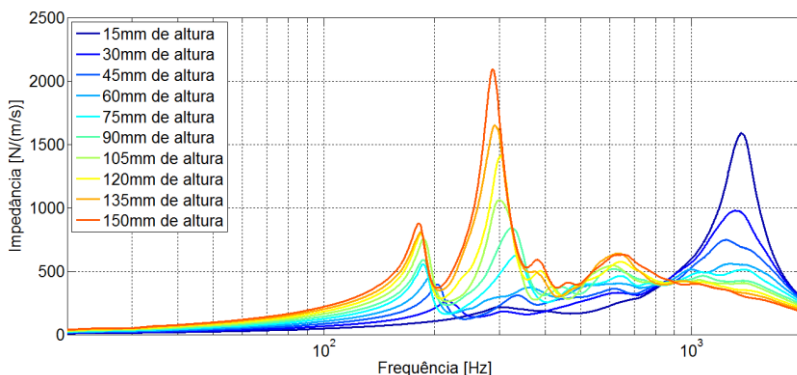
A fim de obter as frequências naturais de um amortecedor EPD como uma função da altura  $L$  do material granular foi medida a sua

impedância na base aplicando movimento vertical. O recipiente usado foi novamente o tubo de alumínio de 156 mm de altura, 59 mm de diâmetro, e 0,4 mm de espessura.

### 5.6.1. Amortecedor EPD com Partículas de Poliuretano

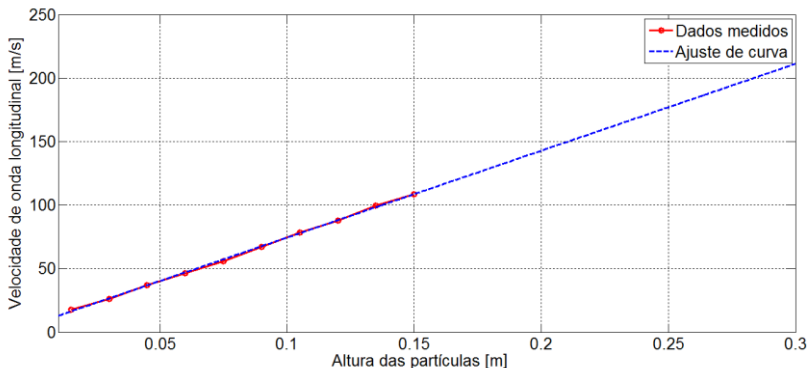
A Figura 5-29 mostra a magnitude da impedância de um amortecedor EPD em função da altura de partículas de poliuretano. Esta figura apresenta um conjunto de picos. Os dois primeiros picos aparecem bem definidos. Os picos superiores parecem estar solapados entre eles. Quando a altura das partículas é maior estes picos ficam mais definidos. À medida que a altura das partículas aumenta, diminuem as frequências naturais e aumentam os seus valores de pico (pelo menos nas duas primeiras frequências naturais do material granular). Porém, o valor pico incrementa mais rapidamente no caso da segunda frequência natural comparado com a primeira. Assim, para uma altura menor ou igual a 60 mm, o pico do primeiro modo de vibração é maior do que o segundo. Para uma altura maior ou igual a 75 mm o resultado é inverso. No modo de vibração correspondente ao sistema tubo-partículas com frequência natural em 1250 Hz, um incremento das partículas faz incrementar o amortecimento. Isto é observado através da redução do valor pico e por uma extensão da largura do pico nessa frequência.

Figura 5-29. Magnitude da impedância de um amortecedor EPD em função da altura de partículas de Poliuretano.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-30. Velocidade da primeira onda estacionária em função da altura de partículas de poliuretano. Curva vermelha: dados calculados a partir das curvas da Figura 5-29. Curva azul: Reta calculada com ajuste de curva.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para cada uma das curvas da Figura 5-29 foi determinada a primeira frequência natural  $f_n$ . Logo, a fim de obter a velocidade de onda longitudinal  $c_l$ , foi usado o valor de cada uma destas frequências e as correspondentes alturas das partículas, e depois inseridas na equação (5.20). A relação entre  $c_l$  e a altura  $L$  das partículas teve como resultado uma reta mostrada na Figura 5-30. Usando um ajuste de curva linear foi determinada a seguinte equação da velocidade de onda longitudinal  $c_l$  das partículas de poliuretano dentro de um cilindro de 59 mm de diâmetro em função da sua altura:

$$c_l = 6.07 + 683.65L \quad (5.21)$$

A reta obtida das curvas experimentais da impedância e aquela obtida do ajuste de curva linear são mostradas na Figura 5-30.

Isolando a frequência  $f$  na equação (5.20) se obtém a seguinte equação:

$$f = \frac{c_l}{4L} \quad (5.22)$$

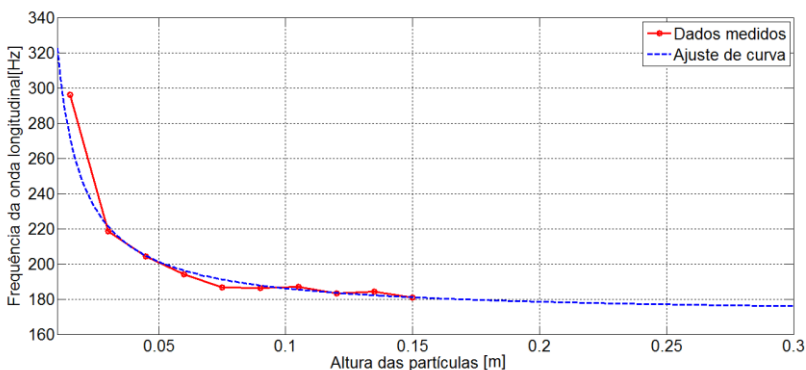
Com esse resultado, agora a frequência do primeiro modo de vibração do material granular pode ser predito em função da altura conhecendo apenas a sua velocidade de onda longitudinal  $c_l$ . Assim, inserindo  $c_l$  obtido pelo ajuste de curva dado na equação (5.21) na

equação (5.22) é obtida a seguinte equação:

$$f = \frac{6.07}{4L} + \frac{683.65}{4} = 170.91 + \frac{1.5166}{4L} \quad (5.23)$$

A curva obtida dessa equação e os valores obtidos experimentalmente são mostrados na Figura 5-31. Existe uma razoável concordância entre a curva obtida por ajuste de curva e pelos dados experimentais. A faixa de frequências possível para um amortecedor EPD com partículas de elastômero dentro de um cilindro com 59 mm de diâmetro e altura entre 0 e 0,3 m está entre 176 e 323 Hz. Devido ao fato de que a curva decresce assintoticamente, um incremento na altura das partículas não produzirá um decrescimento significativo na frequência. A máxima frequência igual a 176 Hz é um caso limite. Esse é um valor dado pela equação, mas na realidade se as partículas têm uma altura igual a zero significa que não tem partículas, e, portanto, não será dissipada energia. Uma altura pequena das partículas deveria fornecer provavelmente uma pequena quantidade de amortecimento. Portanto, a faixa real de frequência de aplicação do amortecedor EPD é um tema que precisa ser estudado no futuro. Determinar a quantidade de energia dissipada pelo amortecedor EPD em função da altura e a altura mínima das partículas aceitável são também temas necessário e deveriam ser estudados no futuro.

Figura 5-31. Frequência da primeira onda estacionária em função da altura das partículas de poliuretano.



Fonte: Elaborado pelo autor.

De modo geral, qualquer material granulado tem uma velocidade de onda longitudinal dada por:

$$c_l = a + bL \quad (5.24)$$

Logo, utilizando a equação (5.22) obtemos a frequência  $f_1$  do primeiro modo do material granular em função da sua altura dada por:

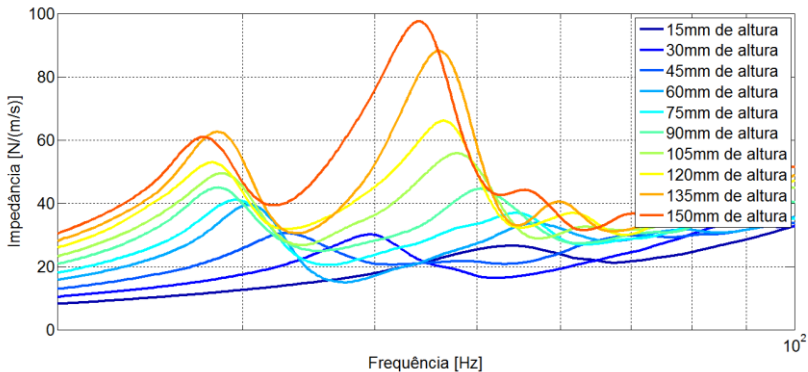
$$f_1 = \frac{b}{4} + \frac{a}{4L} \quad (5.25)$$

O processo mostrado nessa subseção foi usado para dos tipos de partículas de elastômero. Os resultados são mostrados na seguinte subseção.

### 5.6.2. Amortecedor EPD com Partículas de Elastômeros A e B

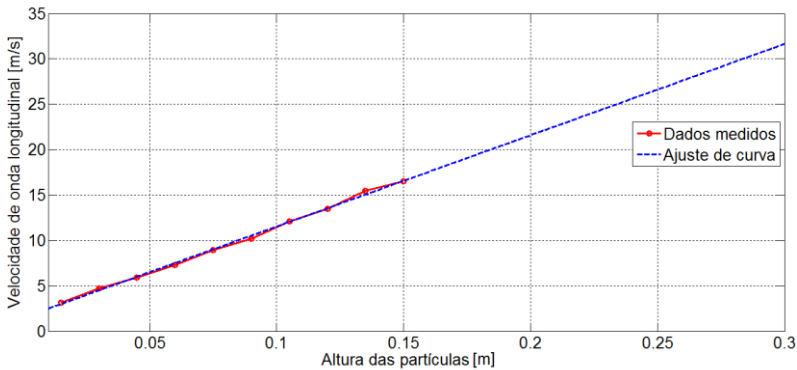
A Figura 5-32 mostra a magnitude da impedância de um amortecedor EPD em função da altura de partículas de elastômero A. Essas curvas foram similares àsquelas da Figura 5-29, mas a faixa de frequência decresceu drasticamente.

Figura 5-32. Magnitude da impedância de um amortecedor EPD em função da altura de partículas de elastômero A.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-33. Velocidade da primeira onda estacionária em função da altura de partículas de elastômero A. Curva vermelha: dados calculados a partir das curvas da Figura 32. Curva azul: Reta calculada com ajuste de curva.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 5-33 mostra a velocidade da primeira onda estacionária em função da altura de partículas de elastômero A. A relação entre  $c_l$  e a altura  $L$  novamente foi uma reta. Usando um ajuste de curva linear foi determinada a seguinte equação:

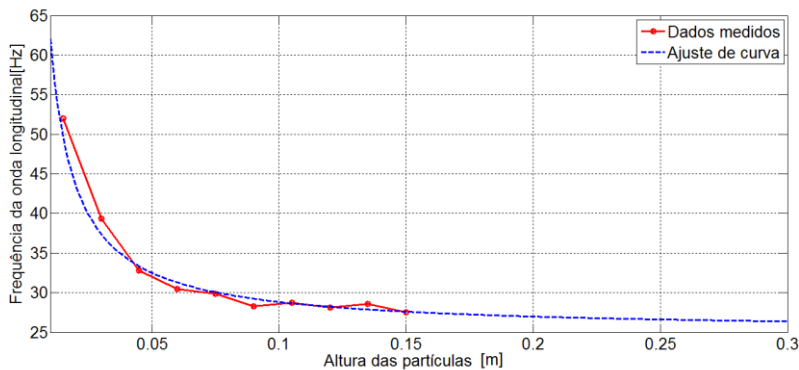
$$c_l = 1.47 + 100.57L \quad (5.26)$$

Logo, usando a equação (5.25), a frequência  $f_1$  da primeira onda longitudinal estacionária do material granular com partículas de elastômero A em função da sua altura é dada por:

$$f_1 = 25.14 + \frac{0.37}{L} \quad (5.27)$$

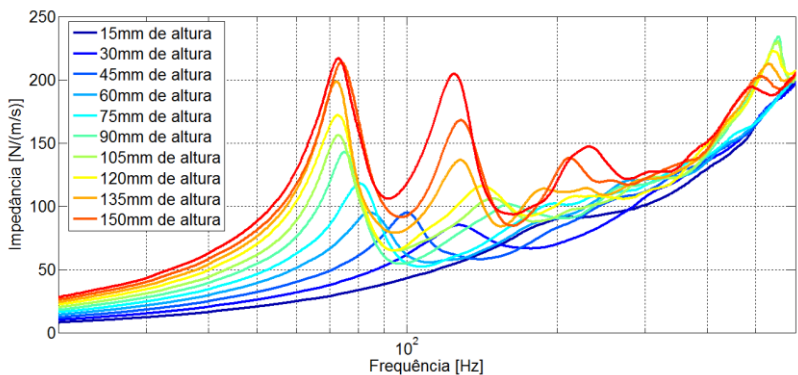
A Figura 5-34 mostra a curva das frequências da primeira onda longitudinal estacionária em função da altura de partículas de elastômero A, obtida experimentalmente e com ajuste de curva dada pela equação (5.27).

Figura 5-34. Frequência da primeira onda estacionária em função da altura das partículas de elastômero A.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5-35. Magnitude da impedância de um amortecedor EPD em função da altura de partículas de elastômero B.



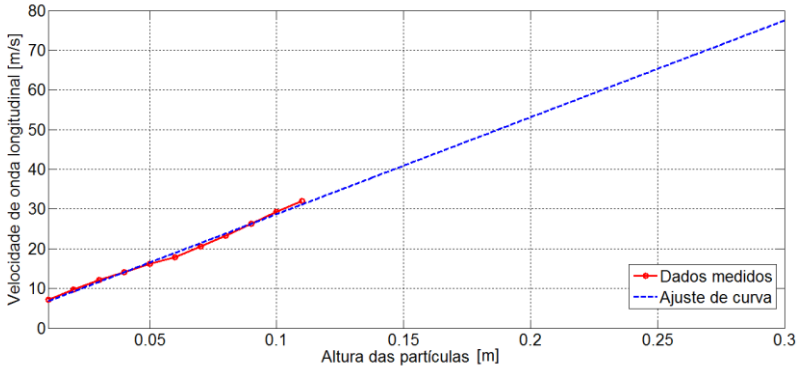
Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 5-35 mostra a magnitude da impedância de um amortecedor EPD em função da altura de partículas de elastômero B. As curvas são similares àsquelas da Figura 5-32, mas a faixa de frequência agora teve um incremento.

A Figura 5-36 mostra a velocidade da primeira onda estacionária em função da altura de partículas de elastômero B. A relação entre  $c_l$  e a altura  $L$  continua sendo uma reta. Usando um ajuste de curva linear foi determinada a seguinte equação:

$$c_l = 4.35 + 243.77L \quad (5.28)$$

Figura 5-36. Velocidade da primeira onda estacionária em função da altura de partículas de elastômero B. Curva vermelha: dados calculados a partir dos resultados de medições mostrados na Figura 5-35. Curva azul: reta calculada com ajuste de curva.



Fonte: Elaborado pelo autor.

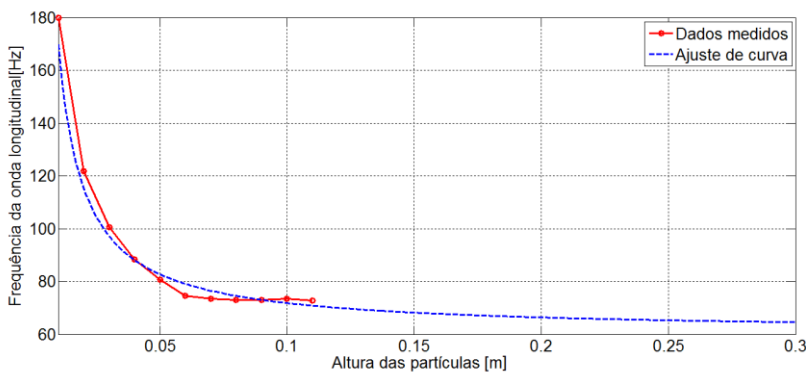
Logo, usando novamente a equação (5.25), a frequência  $f_1$  da primeira onda longitudinal estacionária do material granular de partículas de elastômero B em função da sua altura é dada por:

$$f_1 = 60.94 + \frac{1.09}{L} \quad (5.29)$$

A Figura 5-37 mostra a curva das frequências da primeira onda longitudinal estacionária em função da altura de partículas de elastômero B, obtida experimentalmente e com ajuste de curva dada pela equação (5.29).



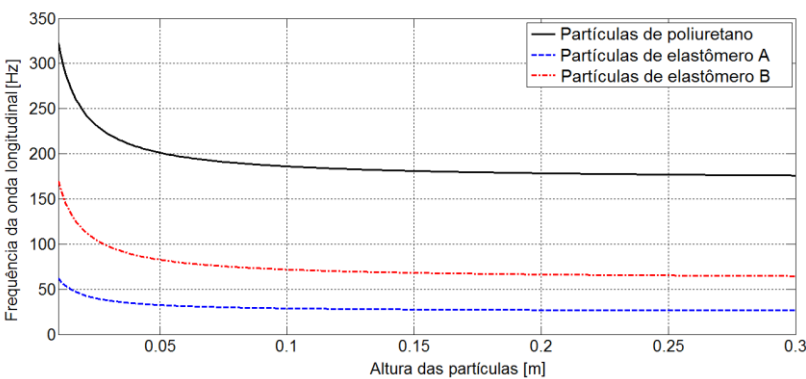
Figura 5-37. Frequência da primeira onda estacionária em função da altura das partículas de elastômero B.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 5-38 mostra as curvas de frequência da primeira onda estacionária em função da altura dos três tipos de partículas aqui estudados. Para pequenas alturas de material granular, a sua primeira frequência natural decai relativamente rápido. Porém, quando a altura das partículas é incrementada, esta frequência permanece quase constante. Assim, a primeira frequência natural do amortecedor com partículas de poliuretano está ao redor de 180 Hz, a com partículas de elastômero B está ao redor de 65 Hz e a com partículas de elastômero B está ao redor de 27 Hz..

Figura 5-38. Frequência da primeira onda estacionária em função da altura de três materiais granulares.



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 5.7. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

Foi estudada inicialmente a curva de impedância na base de um amortecedor EPD com 45 mm de altura de partículas de poliuretano. Este amortecedor apresentou um pico em 204 Hz e outro em 338 Hz. Além disso, outros picos aparecem em frequências superiores. A parte real da impedância do amortecedor mostrou que ele dissipa energia em frequências a partir do primeiro pico da impedância, isto é, acima de 204 Hz. O cilindro apresenta sua primeira frequência natural em 1250 Hz. As partículas adicionam um considerável amortecimento a este modo de vibração do cilindro.

O amortecedor EPD estudado inicialmente no presente capítulo, foi modelado razoavelmente com um sistema de 8 GDL unidos em paralelo na base. Uma aceitável correspondência existe entre as curvas teóricas e as experimentais. Assim, a impedância de um amortecedor EPD pode ser considerada como a soma de um conjunto de impedâncias produzidas por ressonâncias do material granular e a impedância própria do recipiente amortecida com as partículas. Cada ressonância das partículas deve ter a sua própria forma de vibração, como foi mostrado posteriormente, produzida por ondas estacionárias. Assim, o amortecedor EPD pode ser considerado como a união em paralelo de um conjunto de sistemas de 1 GDL onde cada um deles é devido a um modo de vibração das partículas e do recipiente.

A fim de conhecer a forma do primeiro modo de vibração de um material granular dentro de um tubo, foi feito um estudo da sua aceleração em função da altura do material granular. Na primeira frequência natural pode ser visto que na base aparece uma pequena aceleração, produto da excitação do *shaker*, e a aceleração é incrementada quando é incrementada a altura. O ponto onde acontece a máxima aceleração está localizado na superfície superior das partículas. Assim, foi mostrado que a forma de vibração do primeiro modo de um material granular dentro de um tubo é igual à primeira forma de vibração de um cilindro sólido (o fluído), engastado num extremo e livre no outro, devida a uma onda longitudinal estacionária. Isto é, deslocamento zero no extremo engastado e deslocamento máximo no extremo livre.

A afirmação anterior leva a supor que os materiais granulares apresentam ondas longitudinais estacionárias similares às de um corpo sólido (ou fluído). Assim, o material granular tem um

conjunto de modos de vibração e as suas correspondentes frequências naturais produzidas por ondas estacionárias. Quando essas frequências naturais são excitadas externamente, energia vibratória é dissipada pela deformação e atrito entre partículas do material granular.

Subsequentemente foi mostrado que a relação entre a velocidade de onda longitudinal e a altura do material granular não é constante como no caso de um sólido ou fluído, mas na realidade uma reta com certa inclinação. Isso pode ser explicado porque a densidade do material granular aumenta à medida que a quantidade de partículas é incrementada verticalmente devido à força de gravidade. Também a forma do contato e a superfície total de contato entre as partículas podem ser alteradas ao incrementar as partículas verticalmente. Isso possivelmente leva a mudar o módulo de elasticidade do material granular.

As frequências naturais do amortecedor com partículas de poliuretano foram maiores do que com partículas de elastômero B e por sua vez, com partículas de elastômero B foram maiores do que com partículas de elastômero A. Este resultado coincide com que o módulo de elasticidade do poliuretano é maior do que o elastômero B e este por sua vez maior do que o elastômero A. Como resultado de aplicar a equação de onda longitudinal a um material sólido (o fluído) é sabido que as suas frequências naturais longitudinais são proporcionais ao módulo de elasticidade do material. Portanto, pode se afirmar que o módulo de elasticidade de um material granular é diretamente proporcional ao módulo de elasticidade do material das suas partículas. Também pode afirmar que as frequências naturais de um amortecedor EPD são proporcionais ao módulo de elasticidade (ou rigidez) das suas partículas.

Os valores da velocidade de onda em função da altura do material granular determinados para os 3 tipos de partículas estudados foram significativamente menores em comparação àqueles em estado sólido. Isso é devido ao fato que a ligação entre as partículas é mais fraca em comparação com a ligação entre as partículas de um sólido.

Foi desenvolvida uma equação para determinar a frequência do amortecedor EPD em função da altura do material granular dentro de um tubo de alumínio. Mudando a altura do material granular é possível prever a sua frequência de trabalho. Para pequenas alturas de material granular foi observado que a sua primeira frequência natural (e aparentemente para as frequências naturais

superiores) decai relativamente rápido. Porém, quando a altura das partículas é incrementada, esta frequência permanece quase constante.

Considerando que a velocidade de onda  $c_l$  em um meio sólido ou granular depende do seu módulo de elasticidade  $E$  e densidade  $\rho$  pela equação  $c_l = \sqrt{E / \rho}$ , então é útil estudar no futuro a relação entre o módulo de elasticidade do elastômero no estado sólido e no estado granular. Assim, além da altura das partículas deveria ser possível controlar a faixa de frequência de trabalho do amortecedor de partículas com outros parâmetros tal como o material e tamanho das partículas. Também o material granular pode ser suficientemente comprimido com uma tampa para mudar a sua densidade e assim incrementar a sua primeira frequência natural a um valor desejado.

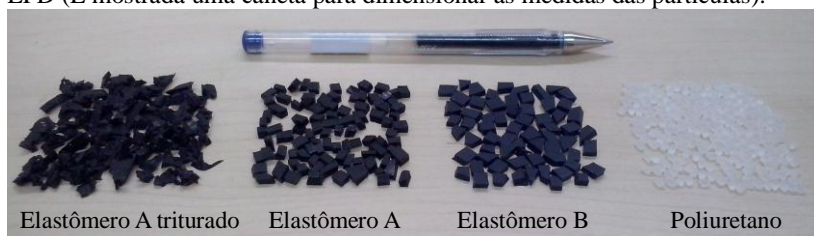
## **6. CAPÍTULO 6: IMPEDÂNCIA DE QUATRO EPD EM FUNÇÃO DA ACELERAÇÃO E DA FREQUÊNCIA**

### **6.1. INTRODUÇÃO**

No Capítulo 4 foram mostrados os resultados do comportamento dinâmico de um amortecedor de partículas inserido em um sistema de 1 GDL formado por uma viga em balanço. Foi estudado o sistema viga-EPD não sintonizado, com uma frequência natural relativamente baixa em torno de 25 Hz, e o sistema viga-EPD sintonizado, com uma frequência natural em torno de 65 Hz. No Capítulo 5 foram mostrados alguns estudos baseados na impedância de alguns amortecedores EPD em função da altura do material granular excitado com um nível fixo de aceleração. Porém, para determinar a aplicabilidade dos amortecedores EPD para problemas reais de ruído e vibrações é necessário conhecer seu comportamento dinâmico numa faixa ampla de frequências, e, devido ao fato de que este amortecedor apresenta um comportamento altamente não linear, é necessário também estudar a sua dependência com a aceleração. Assim, o presente capítulo mostra os resultados e análises de medições de impedância de quatro EPDs em função da aceleração e da frequência.

O recipiente usado pelos EPD foi o mesmo usado no Capítulo 4, isto é, um cilindro de alumínio de 45 mm de altura, 59 mm de diâmetro, e 0,4 mm de espessura. Os materiais das partículas foram três tipos de elastômeros. Estes elastômeros são referidos aqui como elastômero A, elastômero B e poliuretano. O poliuretano é mais rígido do que o elastômero B e este por sua vez é mais rígido do que o elastômero A. As partículas de elastômeros A e B possuem uma forma irregular próxima a prismas retangulares como mostrados no centro da Figura 6-1. Além disso, foram usadas partículas de elastômero A com espessura mais fina e em forma irregular, produto de trituração, como mostrado à esquerda da Figura 6-1. As partículas de poliuretano usadas possuem uma forma oval semelhante a grãos de arroz e são mostradas na direita da Figura 6-1.

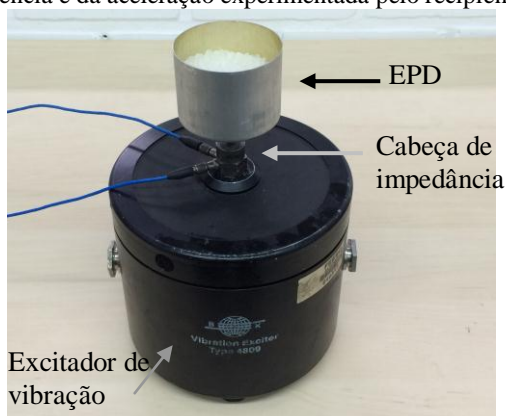
Figura 6-1. Geometrias das partículas de elastômero usadas no amortecedor EPD (É mostrada uma caneta para dimensionar as medidas das partículas).



## 6.2. METODOLOGIA DAS MEDIÇÕES

A medição da impedância na base de cada amortecedor EPD estudado foi realizada com a montagem mostrada na Figura 6-2. Uma cabeça de impedância foi inserida rigidamente entre o excitador de vibrações e o recipiente dos amortecedores EPD. O excitador de vibrações foi alimentado com um sinal *swept sine*. Foram aplicados diferentes amplitudes do sinal de tal forma que o amortecedor experimentasse um nível máximo de aceleração igual a -30, -25, -15, -10, -7, -5, -3, -1, 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15, 17 e 20 dB (referência 1 g). Foi considerado como referência o nível máximo porque a resposta do *shaker* não é plana. Ela possui um máximo de aceleração ao redor de 130 Hz. A faixa de frequência analisada foi diferente para cada EPD e dependeu da frequência e largura do seu primeiro pico em cada caso.

Figura 6-2. Sistema de medição da impedância de um amortecedor EPD em função da frequência e da aceleração experimentada pelo recipiente.



### 6.3. IMPEDÂNCIA DE UM EPD COM 40G DE PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO A TRITURADO

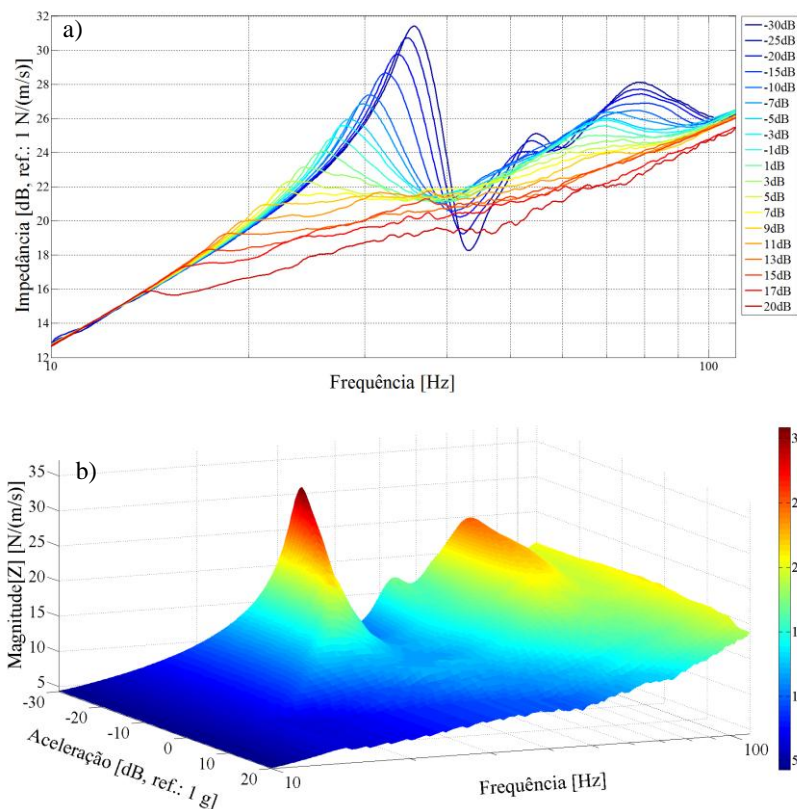
As figuras 6-3 até a 6-6 mostram respectivamente a magnitude, a parte real, a parte imaginária e o ângulo de fase da impedância de um amortecedor EPD com 40 g de partículas de elastômero A triturado (ver Figura 6-1) em função da aceleração e da frequência, obtidas experimentalmente com a metodologia detalhada na seção anterior. A Parte a) destes gráficos mostra as curvas obtidas para cada nível de aceleração aplicado; e a parte b) mostra um gráfico 3D usando interpolação das mesmas curvas mostradas na parte a).

Na Figura 6-3 pode ser observado que para baixos níveis de aceleração a impedância do EPD apresenta três picos bem definidos. Estes picos correspondem a ondas estacionárias das partículas, como mostrado no Capítulo 5. Para a curva de -30 dB estes picos estão em 36, 55 e 78 Hz. Quando aumenta o nível de aceleração, a frequência e a largura destes picos decrescem até o ponto de não serem distinguidos. Já na curva de -10 dB são distinguidos apenas dois picos. A partir da curva de 5 dB já não é possível distinguir um pico. As curvas a partir de -30 dB são suaves e contínuas, porém, acima de 0 dB estas são cada vez mais irregulares, produto de que as partículas já não estão em estado sólido. Considerando que uma largura maior de um pico de uma curva de impedância significa um maior amortecimento do sistema, pode-se observar na Figura 6-3 b) que, a partir de -30 dB, quando aumenta o nível de excitação, aumenta o amortecimento do EPD. Esta situação é produzida por causa das ondas estacionárias das partículas. Ao redor de 0 dB a largura dos picos é tão grande que já não é possível distinguir um pico como tal. Nesta região é atingida a maior quantidade de amortecimento do sistema.

A parte real da impedância representa a contribuição de energia dissipada pelo amortecedor. Então, pode ser observado na Figura 6-4 que as curvas com baixos níveis de aceleração apresentam picos bem definidos e começam a dissipar energia a partir de uma frequência maior. Quando aumenta o nível de aceleração experimentado pelo EPD, os picos começam a ter uma largura maior e a contribuição de energia dissipada do amortecedor começa em uma frequência menor. Todas as curvas apresentam uma dissipação de energia nas frequências superiores. Em torno de 0 dB existe uma contribuição de energia dissipada em quase toda a faixa de frequência analisada. É importante destacar que na Figura 6-4 b)

a região azul em baixa frequência denota zero amortecimento (ou quase zero).

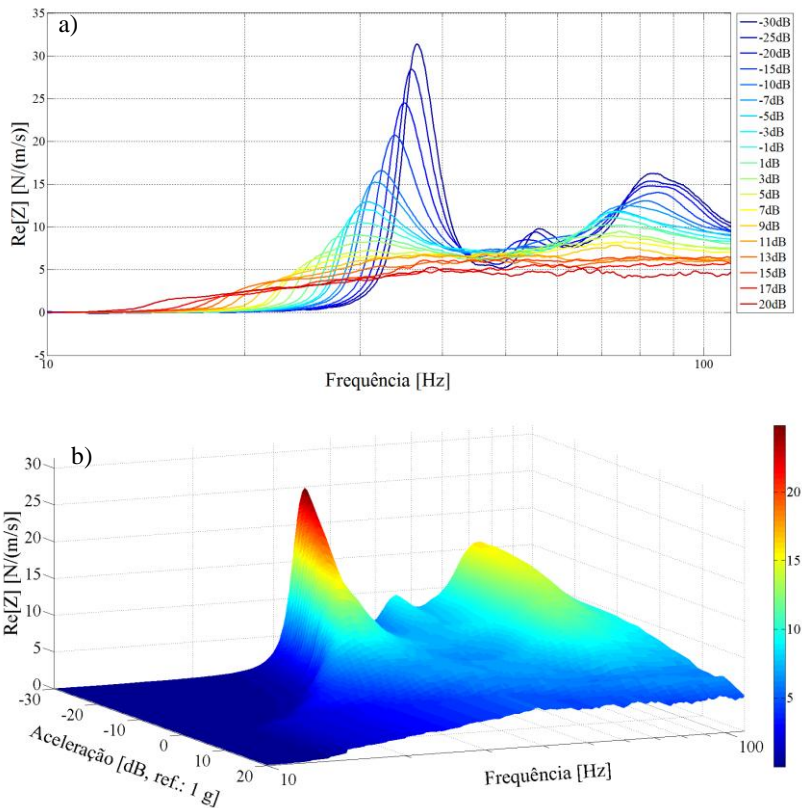
Figura 6-3. Magnitude da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A triturado em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.



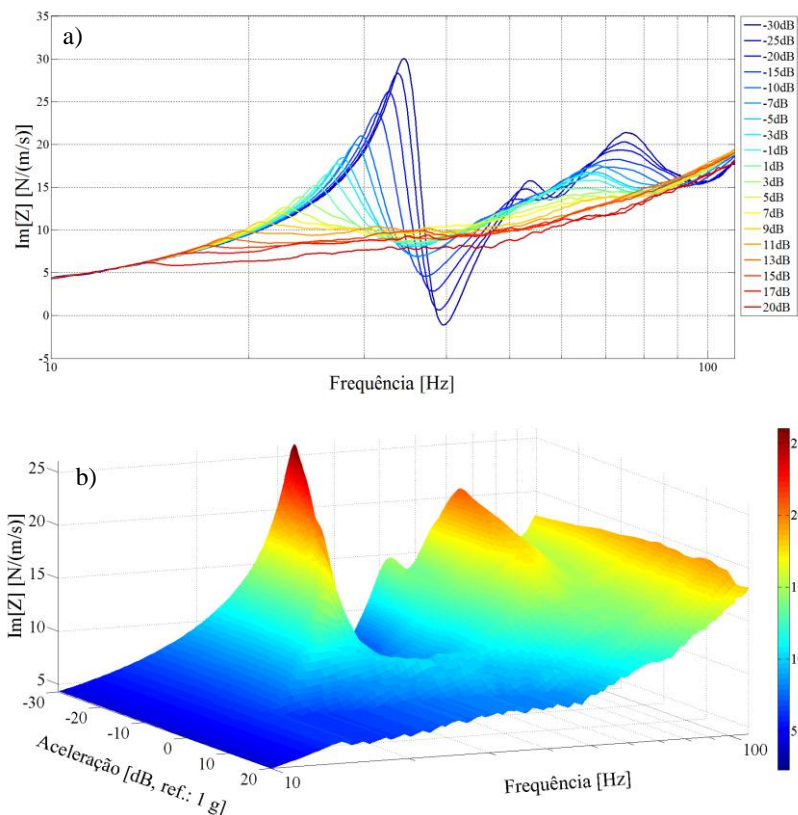
Figura 6-4. Parte real da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A triturado em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 6-5 pode ser observado que para baixos níveis de aceleração é possível distinguir claramente picos e anti-picos da parte imaginária da impedância do EPD. Estes representam respectivamente uma contribuição de energia reativa produto do elemento massa e do elemento mola do sistema. Quando aumenta o nível de aceleração, o fator de perda do sistema começa a ser maior, e, portanto, as amplitudes dos picos e anti-picos cada vez menores. Ao redor de 0 dB é tanta a dissipação, que já não é possível distinguir os picos e anti-picos.

Figura 6-5. Parte imaginária da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A triturado em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).

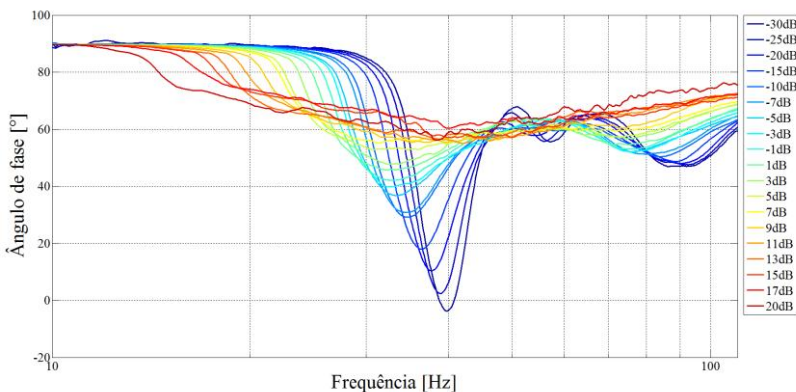


Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 6-6 pode ser observado que todas as curvas apresentam uma fase inicial em baixa frequência igual em  $90^\circ$ , e depois elas mudam na primeira frequência natural. Isto se corresponde com a curva de impedância típica de um sistema de 1 ou vários GDL. Quando vai aumentando o nível de aceleração, as curvas vão tendo uma inclinação menos abrupta o que indica que o sistema vai tendo desde um menor até um maior amortecimento. As curvas ainda apresentam mais de uma mudança de fase o que indica a presença de pelo menos outra frequência natural. Assim, na faixa de frequência analisada, todas as curvas apresentam ao menos duas

frequências naturais deslocadas conforme muda o nível de aceleração.

Figura 6-6. Ângulo de fase da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A triturado em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



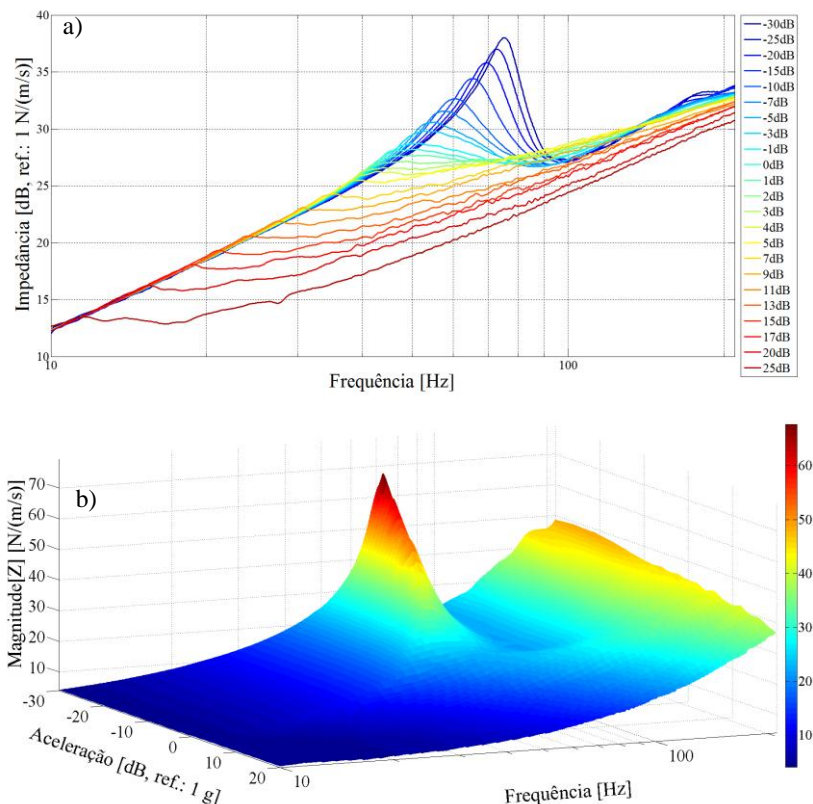
Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 6.4. IMPEDÂNCIA DE UM EPD COM 40G DE PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO A

As figuras 6-7 até a 6-10 mostram respectivamente a magnitude, a parte real, a parte imaginária e o ângulo de fase da impedância de um amortecedor EPD com 40 g de partículas de elastômero A, em forma de prismas retangulares, (ver Figura 6-1) em função da aceleração e da frequência, obtidas experimentalmente. Igual como foi realizado na seção anterior, a Parte a) destes gráficos mostra as curvas obtidas para cada nível de aceleração aplicado, e a parte b) mostra um gráfico 3D usando interpolação das mesmas curvas mostradas na parte a). As análises realizadas para cada uma destas figuras são basicamente as mesmas expressadas na Seção 6.3, por isso não serão repetidas. A diferença são os valores das frequências naturais do amortecedor EPD. No caso do EPD com partículas de elastômero A, a primeira frequência natural aparece em 75 Hz para -30 dB de aceleração. Esse valor é bastante superior ao de 36 Hz correspondente às partículas de elastômero A trituradas. A faixa de frequência usada na análise com partículas trituradas foi de 10 – 110 Hz aparecendo os três primeiros picos do EPD. Na presente

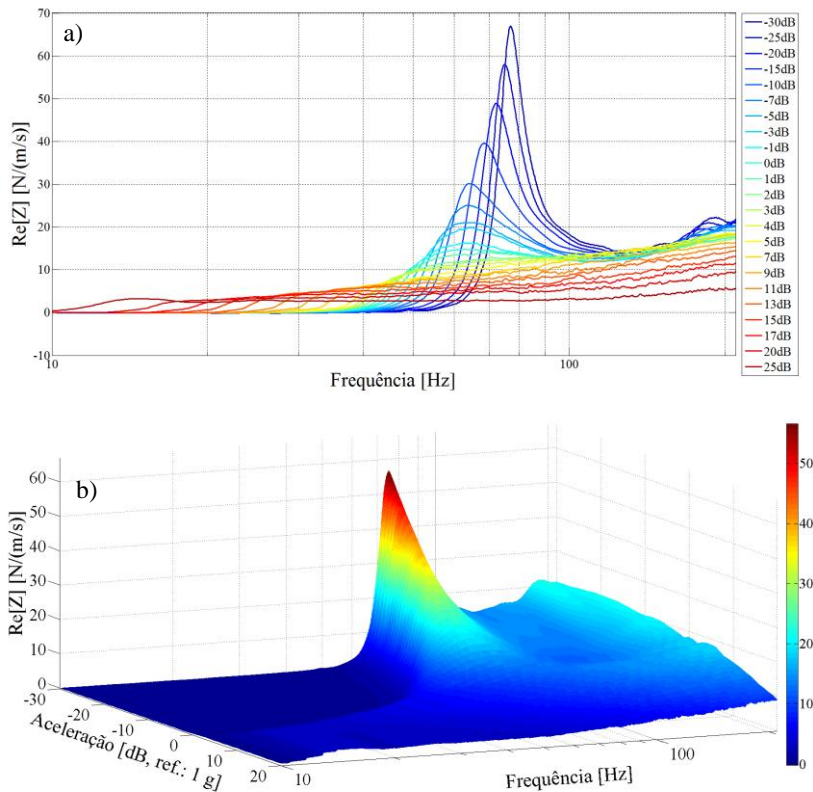
análise foi aumentada a faixa de frequência de 10 – 210 Hz. Mesmo com o aumento da faixa de frequência, nas curvas obtidas aqui aparece claramente apenas um pico do sistema. O aumento do valor das frequências naturais do material granular do amortecedor é explicado pela maior rigidez das partículas em relação às partículas em forma de prismas retangulares em comparação as trituradas.

Figura 6-7. Magnitude da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



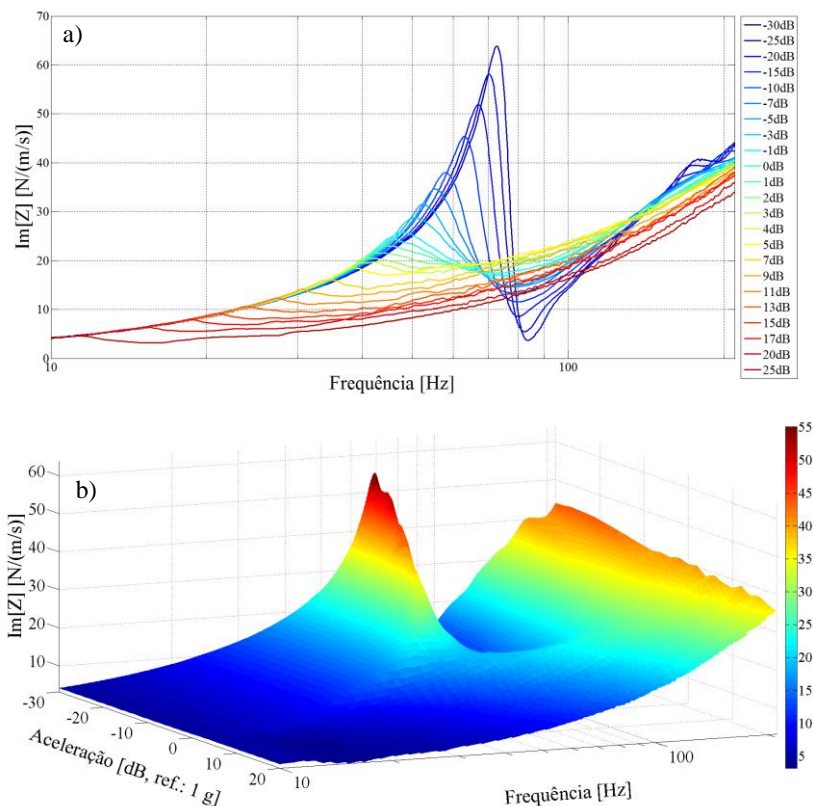
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 6-8. Parte real da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

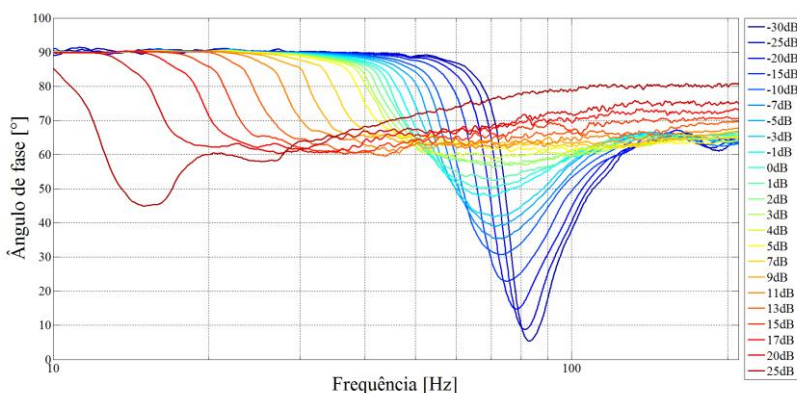
Figura 6-9. Parte imaginária da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.



Figura 6-10. Ângulo de fase da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero A em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



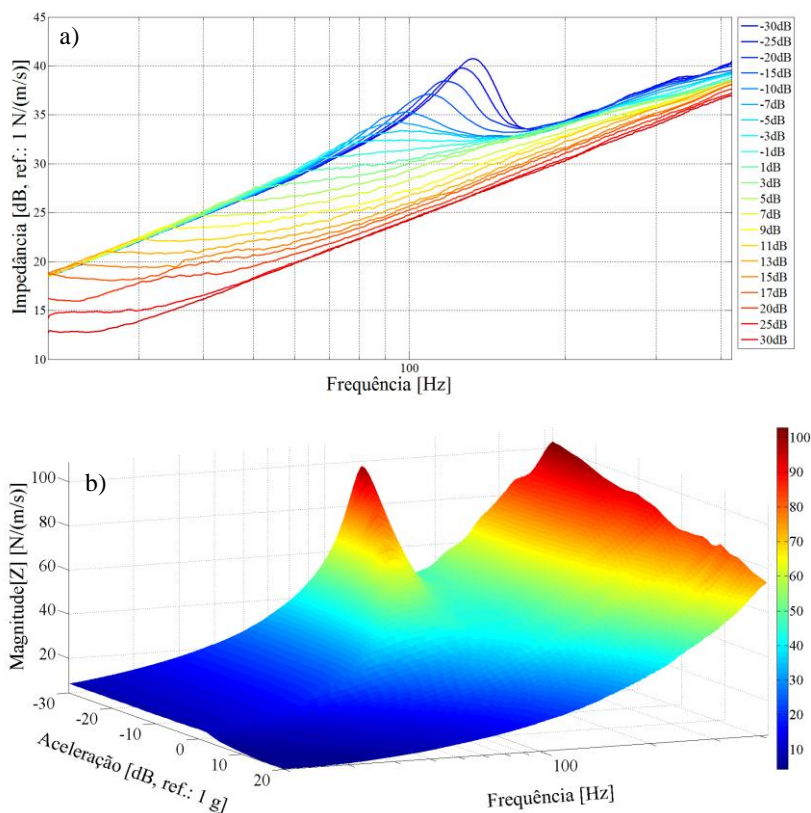
Fonte: Elaborado pelo autor.

### 6.5. IMPEDÂNCIA DE UM EPD COM 40G DE PARTÍCULAS DE ELASTÔMERO B

As figuras 6-11 até a 6-14 mostram respectivamente a magnitude, a parte real, a parte imaginária e o ângulo de fase da impedância de um amortecedor EPD com 40 g de partículas de elastômero B, em forma de prismas retangulares, (ver Figura 6-1) em função da aceleração e da frequência, obtidas experimentalmente. Igual como foi realizado na seção anterior, a Parte a) destes gráficos mostra as curvas obtidas para cada nível de aceleração aplicado, e a parte b) mostra um gráfico 3D usando interpolação das mesmas curvas mostradas na parte a). Novamente as análises realizadas para cada uma destas figuras são basicamente as mesmas expressadas na Seção 6.3. Porém, uma observação diferente pode ser vista aqui. O pico da parte real da impedância do EPD, mostrado na Figura 6-12, começa em 140 Hz, para -30 dB de aceleração, logo desce paulatinamente até chegar perto de 0 dB e finalmente muda sua tendência sendo mantido em 0 dB para as frequências menores. Isto significa que o EPD dissipa energia produto de suas ondas estacionárias que são identificadas claramente quando o nível de aceleração é baixo, e quando as partículas estão no estado de fluidização, isto é, para movimento vertical, perto de 1 g de aceleração.

Por outro lado, a primeira frequência natural do EPD com partículas de elastômero B se apresenta em 133 Hz para -30 dB de aceleração. Esse valor é bastante superior em comparação ao EPD com partículas de elastômero A, com similar geometria, que foi de 75 Hz. Isto é devido a maior rigidez do elastômero B em comparação ao elastômero A. A faixa de frequência analisada agora foi a partir de 20 até 420 Hz. Nesta faixa de frequência aparece nos resultados novamente apenas um pico do EPD.

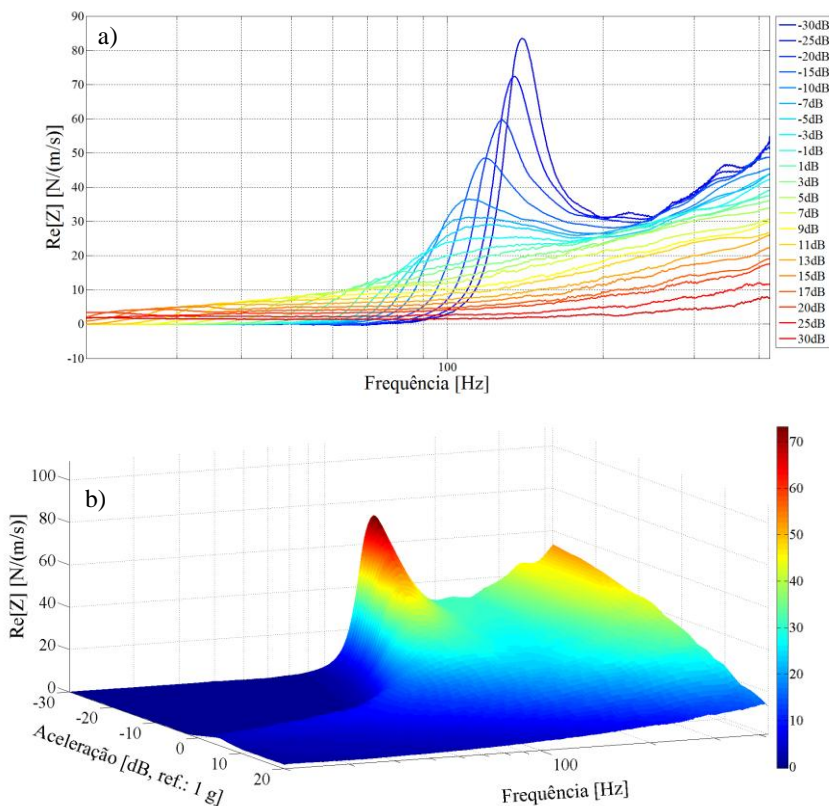
Figura 6-11. Magnitude da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero B em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

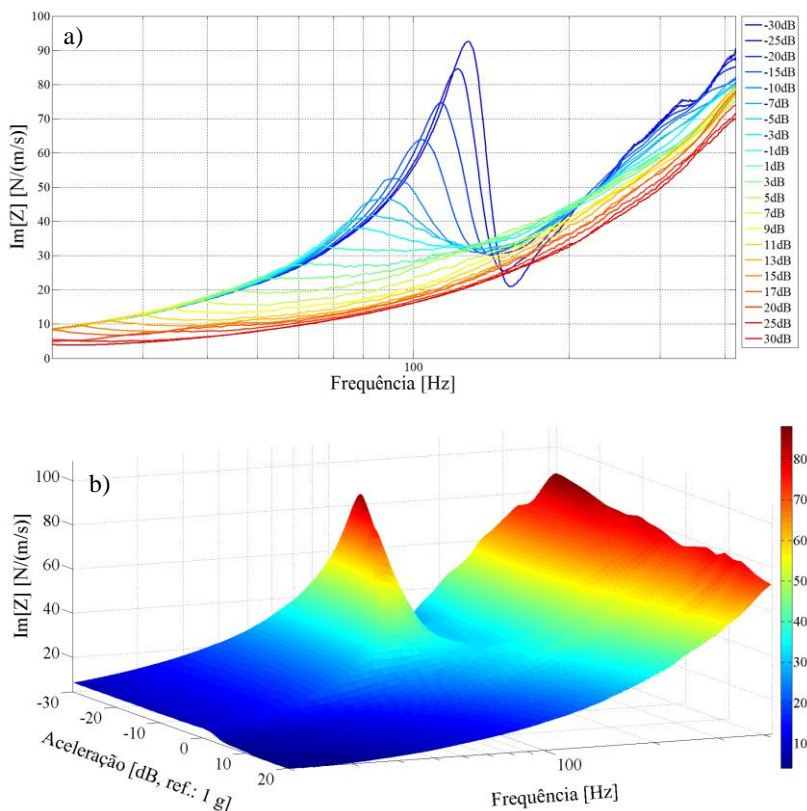


Figura 6-12. Parte real da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero B em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



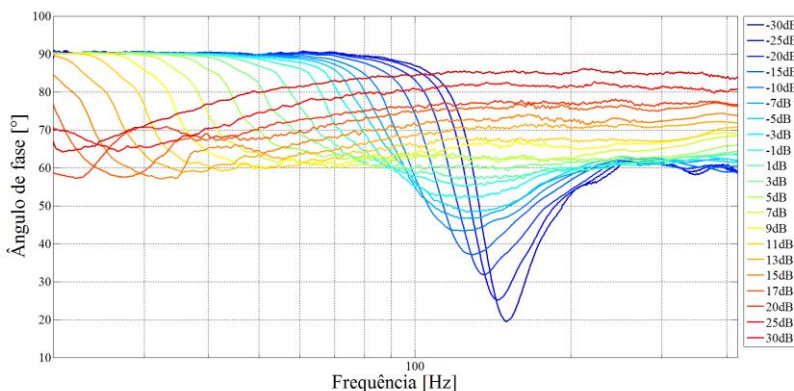
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 6-13. Parte imaginária da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero B em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 6-14. Ângulo de fase da impedância de um EPD com 40 g de partículas de elastômero B em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 6.6. IMPEDÂNCIA DE UM EPD COM 40G DE PARTÍCULAS DE POLIURETANO

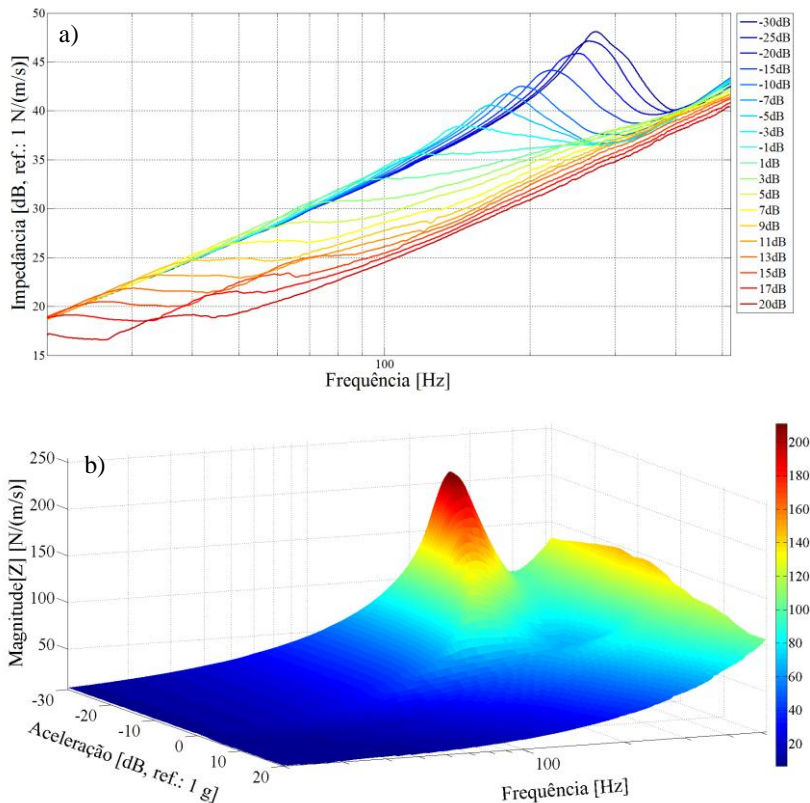
As figuras 6-15 até a 6-18 mostram respectivamente a magnitude, a parte real, a parte imaginária e o ângulo de fase da impedância de um amortecedor EPD com 40 g de partículas de poliuretano, (ver Figura 6-1) em função da aceleração e da frequência, obtidas experimentalmente. Igual como foi realizado nas seções anteriores, a Parte a) destes gráficos mostra as curvas obtidas para cada nível de aceleração aplicado, e a parte b) mostra um gráfico 3D usando interpolação das mesmas curvas mostradas na parte a). As análises realizadas para cada uma destas figuras são basicamente as mesmas expressadas na Seção 6.3. Também pode ser vista aqui, na Figura 6-16, que a tendência do pico da parte real da impedância é mantido em 0 dB para as baixas frequências como assinalado na seção anterior.

A primeira frequência natural do EPD com partículas de poliuretano se apresenta em 274 Hz para -30 dB de aceleração. Esse valor é novamente superior em comparação aos anteriores EPD analisados. Isto é devido a maior rigidez das partículas de poliuretano em comparação com as de elastômero A e B. A faixa de frequências analisada agora foi a partir de 20 até 520 Hz. Nesta faixa de frequências aparece nos resultados novamente apenas um

## 100 Impedância de Quatro EPD em Função da Aceleração e da Frequência

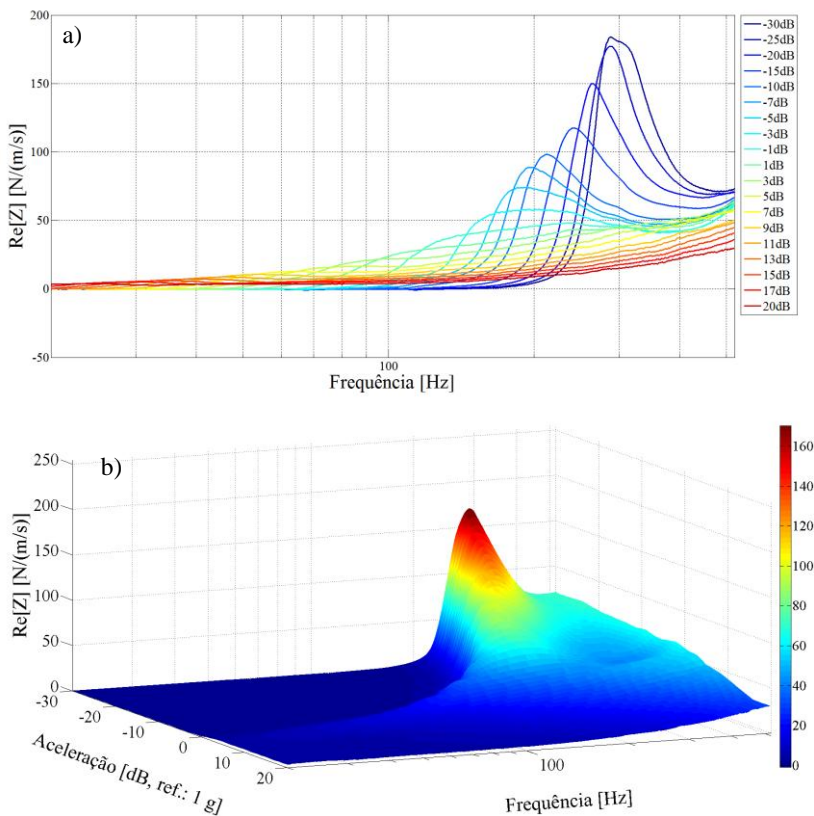
pico do EPD.

Figura 6-15. Magnitude da impedância de um EPD com 40 g de partículas de poliuretano em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

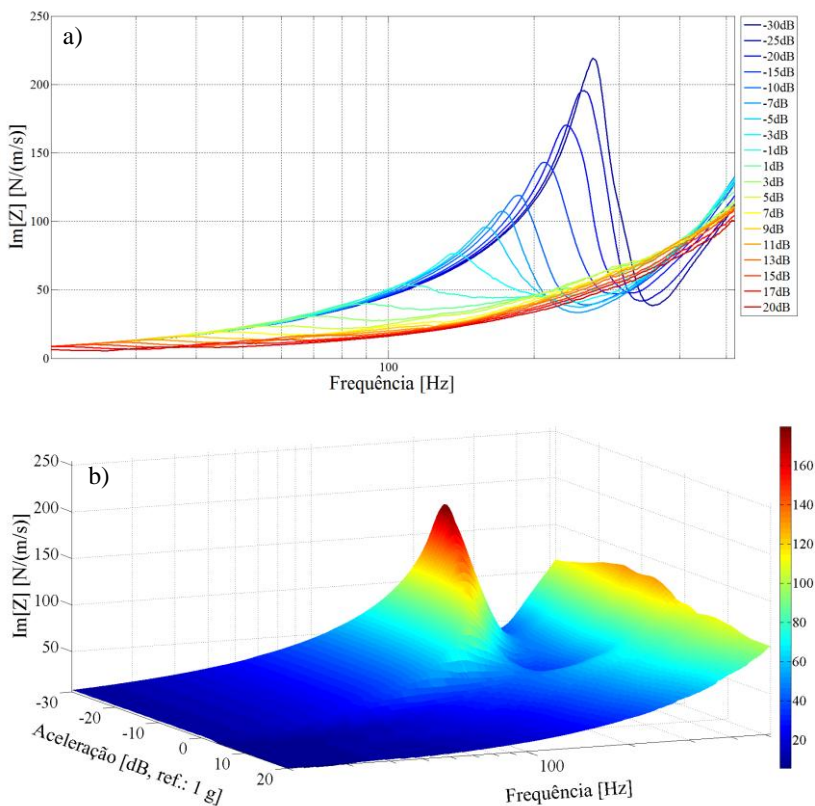
Figura 6-16. Parte real da impedância de um EPD com 40 g de partículas de poliuretano em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

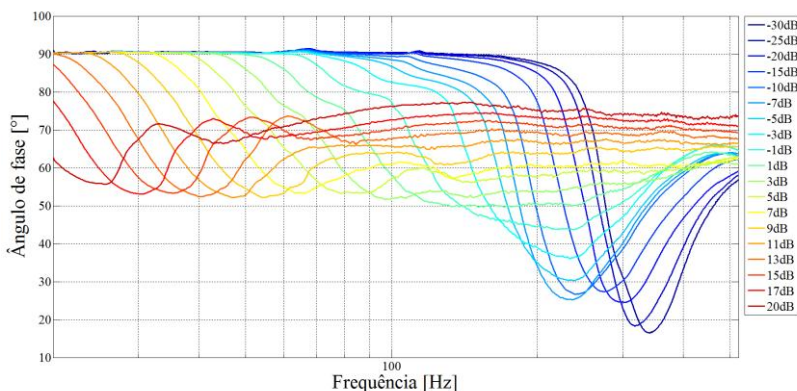
## 102 Impedância de Quatro EPD em Função da Aceleração e da Frequência

Figura 6-17. Parte imaginária da impedância de um EPD com 40 g de partículas de poliuretano em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 6-18. Ângulo de fase da impedância de um EPD com 40 g de partículas de poliuretano em função da aceleração e da frequência. a) Curvas medidas com sinal *swept sine*. b) Interpolação em 3D das mesmas curvas de a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 6.7. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

Foi medida a impedância de quatro EPDs em função da aceleração e da frequência. Isto permitiu levantar gráficos 3D que forneceram uma visão ampla do comportamento dos EPDs estudados, e no qual se obteve importantes conclusões. Como já visto em capítulos anteriores, o comportamento dinâmico destes amortecedores depende altamente da aceleração e frequência experimentada.

Quando o amortecedor é excitado em baixa frequência, abaixo da primeira frequência natural do amortecedor e para acelerações bem menores de 1 g, este apresenta uma região com amortecimento nulo (ou quase nulo). Nesta região, as partículas são comportadas como uma massa sólida e o amortecedor EPD não funciona como tal.

Para qualquer frequência dentro da faixa analisada e quando a aceleração é aumentada até ao redor de 1 g, as partículas alcançam um estado de fluidização. O movimento das partículas neste estado produz a máxima quantidade de dissipação de energia devido ao atrito e colisões inelásticas entre as partículas e entre as partículas e as paredes do recipiente.

Também em toda a faixa de frequência analisada, quando a aceleração é ainda aumentada até bem acima de 1 g, o



amortecimento diminui. Isto devido ao fato que um conjunto de partículas começa a ficar no ar e há menos partículas produzindo atrito e colisões inelásticas. Neste caso, a massa efetiva das partículas diminui.

A aparição de picos e anti-picos na parte imaginária da impedância significa que existe uma parte reativa tipo massa e outra parte reativa tipo mola do material granular. Cada partícula atua como um elemento mola e elemento massa unido em paralelo. A perturbação é propagada de uma partícula para outra do material granular. Como o comprimento do material granular de um EPD é finito, a propagação de ondas gera ondas refletidas, e, portanto, ondas estacionárias.

Quando o amortecedor é excitado em uma das suas frequências naturais, e com um nível de aceleração o suficientemente baixo, a ligação entre as partículas se mantém forte e elas comportam-se como um sólido com capacidade de propagar ondas. Porém, neste caso, a diferença de quando a frequência de excitação é bem menor da primeira frequência natural do EPD, é que as partículas viscoelásticas dissipam energia por causa da sua deformação. Também, por estarem em ressonância, as partículas conseguem um maior movimento com menor aceleração aplicada ao recipiente do EPD. Assim, a dissipação de energia por atrito pode começar com acelerações bem menores de 1 g. O resultado é que quanto maior é a aceleração experimentada pelo recipiente do EPD, maior é o seu amortecimento. Esta afirmação é válida para acelerações até alguns poucos dB acima de 0 dB. Outra forma de enxergar este fenômeno é que as ondas estacionárias do material granular de um EPD prolongam o estado de fluidização das partículas para níveis de aceleração menores.

Um EPD dissipa energia em toda a faixa de frequências superiores da sua primeira frequência natural. Isto devido ao fato que o amortecedor EPD possui um conjunto de frequências naturais, teoricamente infinito e com maior densidade modal quando aumenta a frequência. Assim, a contribuição dissipativa fica solapada na frequência (isto pode se visto claramente nos gráficos da parte real da impedância).

Uma observação importante dos gráficos de impedância analisados é que: quando aumenta o nível de aceleração experimentado pelo EPD, o contato entre as partículas é cada vez mais fraco, e, portanto, a velocidade de propagação de onda, o módulo de elasticidade, e a frequência dos picos correspondentes as



ondas estacionárias diminuem. Quando o nível de aceleração é suficientemente alto, se produz uma quebra das curvas devido a que as partículas perdem a conexão necessária para transmitir uma perturbação. Esta quebra pode ser vista tanto nas curvas de magnitude, quanto na parte real e parte imaginária da impedância dos EPD. Deve ser tomado em consideração que a resposta do shaker não é plana. Este experimenta uma aceleração crescente até 130 Hz. Assim, quando aumenta a frequência, também aumenta a aceleração nesta faixa.

No Capítulo 5 foi descoberto que as frequências naturais de um amortecedor EPD são proporcionais à rigidez das suas partículas. Esta afirmação foi comprovada no presente capítulo, onde foi adicionada a aceleração como variável. Assim, as frequências naturais do amortecedor com partículas de poliuretano foram maiores do que com partículas de elastômero B e por sua vez, com partículas de elastômero B foram maiores do que com partículas de elastômero A e por sua vez também, com partículas de elastômero A foram maiores do que com partículas trituradas de elastômero A.

Como trabalho futuro, parece útil modelar as frequências naturais de um EPD como uma função de parâmetros tais como a rigidez, massa e coeficiente de restituição das partículas. Modelos de elementos discretos têm sido bastante usados para amortecedores de partículas [19, 45, 46,52] e podem ser uma boa alternativa.

Outra sugestão de trabalho futuro pode ser usar o método da potência de entrada para medir o fator de perda de um EPD em função da frequência e da aceleração. Para isso deve ser considerado o movimento das partículas e achar a sua energia cinética. Isto pode ser estimado usando a equação de onda para o meio granular.

Apesar de que os amortecedores de partículas de elastômero ou amortecedores de partículas em geral, são chamados de amortecedores, no presente estudo foi descoberto que eles podem agir como um conjunto de sistemas massa mola unidos em paralelo. Assim, este tipo de dispositivo, além de dissipar energia, pode funcionar como um neutralizador dinâmico.

106 Impedância de Quatro EPD em Função da Aceleração e da  
Frequência

## **7. CAPÍTULO 7: APLICAÇÃO DE UM EPD SINTONIZADO COM UMA FREQUÊNCIA NATURAL DE UMA PLACA DE AÇO**

### **7.1. INTRODUÇÃO**

No capítulo anterior foi estudado o comportamento dinâmico de alguns EPDs com partículas de elastômero. Foi visto que estes amortecedores podem dissipar uma grande quantidade de energia dependendo da frequência e da aceleração com que são excitados. Também neste estudo foi observado que estes tipos de amortecedores apresentam ressonâncias produto de ondas estacionárias do material granular. Assim, este tipo de dispositivo pode ser usado também como um neutralizador dinâmico. Nessas condições, aparece a hipótese de que ajustando adequadamente os parâmetros dos EPDs, tamanho, rigidez e massa das partículas, pode ser atingida uma grande atenuação dos valores pico de vibração de uma estrutura. Assim, o objetivo deste capítulo é obter uma estimativa inicial do quanto pode um EPD amortecer e atenuar a vibração de uma frequência natural de uma placa de aço quando estão sintonizados, isto é, a frequência de trabalho do amortecedor coincide com a frequência de um modo de vibração da placa.

Sabendo que enquanto menor é o nível de aceleração submetido a um EPD, cada um dos seus modos de vibração é comportado mais próximo de um sistema massa-mola e é comparativamente maior a parte reativa tipo massa e tipo mola e menor a parte dissipativa. Com a finalidade de usar o EPD como um neutralizador dinâmico, foi aplicado então um nível de aceleração o mais baixo possível tendo como limitante o ruído elétrico de fundo do sistema de medição. O valor adequado para isto resultou ser um nível de aceleração igual a -40 dB com referencia 1 g<sup>1</sup>. Mesmo que o fator de perda diminui enquanto diminui a aceleração do recipiente do EPD, ainda em -40 dB de aceleração o fator de perda é elevado para os EPD estudados.

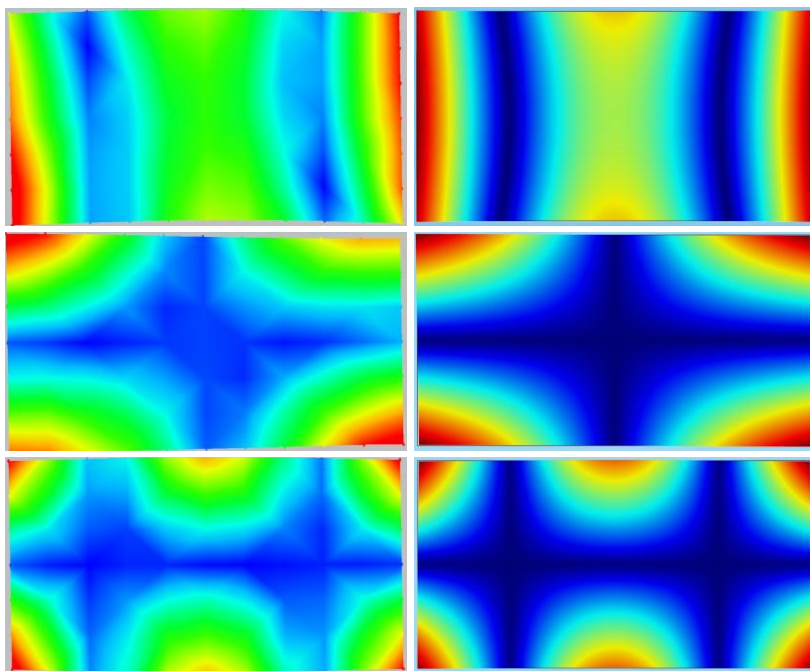
O amortecedor EPD usado neste estudo consistiu de 44 gramas de elastômero B contidas em um recipiente cilíndrico de alumínio de 57,5 mm de espessura e uma massa de 5 gramas. A primeira frequência natural do EPD foi 62 Hz.

---

<sup>1</sup> Todos os níveis de aceleração em dB neste capítulo estão referenciados com 1 g de aceleração, exceto quando é indicado outro valor.

Conhecendo a frequência natural do EPD que será usado, o seguinte passo foi encontrar uma placa que contenha uma frequência natural igual a 62 Hz. Para isto foi realizado um processo de ajuste testando, com uma análise modal experimental (AME), algumas placas disponíveis em laboratório e fazendo uma análise de elementos finitos (AEF) do seu comportamento modal com um software comercial. Finalmente foi encontrada que uma placa de aço com dimensões  $L_x = 41,2$  cm,  $L_y = 21,0$  cm e  $L_z = 2$  mm possui uma frequência natural  $f_{2,0}$  igual a 62 Hz.

Figura 7-1. De cima para abaixo: as três primeiras formas modais de uma placa de aço com dimensões  $L_x = 41,2$  cm,  $L_y = 21,0$  cm e  $L_z = 0,2$  cm. Na esquerda as formas modais obtidas por AME e na direita por AEF.

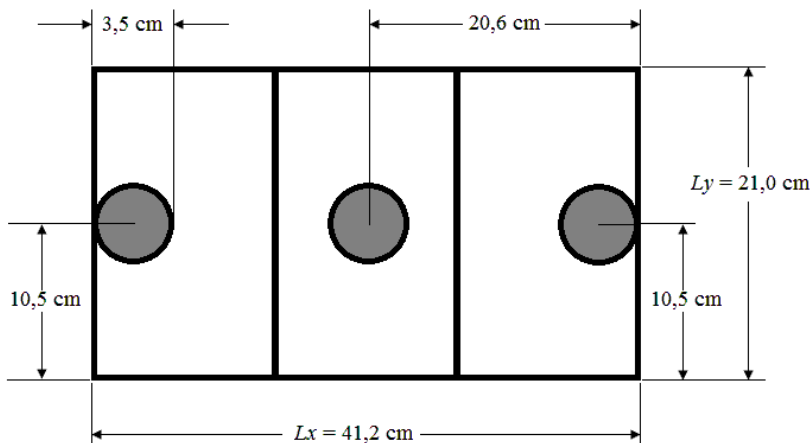


Fonte: Elaborado pelo autor.

A forma modal do modo  $[2\ 0]$ , correspondente à frequência natural  $f_{2,0}$  por definição apresenta duas linhas nodais, isto é, linhas cujos pontos têm deslocamento zero no eixo horizontal e zero linha nodal no eixo vertical. A forma modal do modo  $[2\ 0]$  da placa de aço obtida experimentalmente e por simulação de um software

comercial é mostrada na Figura 7-1. As linhas azuis são linhas nodais. Uma boa correspondência existe entre o modelo numérico e o experimental. A forma modal deste modo apresenta então duas linhas nodais e três áreas de deslocamento. Isto significa que é adequado colocar pelo menos um EPD em cada uma destas áreas. Assim foi definido colocar três EPD na placa de aço como mostrado na Figura 7-2.

Figura 7-2. Esquema das linhas nodais do modo  $[2\ 0]$  de uma placa retangular e a posição eficiente de 3 EPD nas áreas de maior deslocamento.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais do amortecimento e atenuação de vibração da placa de aço atingida com a aplicação dos três amortecedores EPD. A seção 7.2 mostra a metodologia das medições de mobilidade da placa e, posteriormente, mostra o desenvolvimento de uma equação para obter a curva de mobilidade média no espaço e, por último, o cálculo do fator de perda através do método da banda de meia potência e do método da potência de entrada. A seção 7.3 mostra os resultados das medições focalizadas na frequência natural  $f_{2,0}$  e também na faixa de frequências entre 20 e 2 kHz. Finalmente a seção 7.4 apresenta conclusões e uma discussão dos resultados.

## 7.2. METODOLOGIA DAS MEDIÇÕES

O sistema de medição usado para realizar medições de mobilidade da placa de aço com e sem amortecedores EPD é mostrado na Figura 7-3. A placa de aço com dimensões  $L_x = 41,2$  cm,  $L_y = 21,0$  cm e  $L_z = 2$  mm, discretizada em 60 elementos igualmente espaçados como mostrado na Figura 7-4, foi pendurada em uma estrutura metálica através de cabos de nylon, assim a placa permaneceu posicionada horizontalmente na condição de contorno livre. Um excitador de vibrações foi colocado na direção vertical no canto direito da placa e foi alimentado por um amplificador de potência mostrado no canto inferior esquerda. Foi utilizado o hardware de aquisição de dados PULSE controlado pelo seu software instalado no notebook que aparece no canto inferior direito. O sistema PULSE envia o sinal de excitação ao amplificador de potência o que por sua vez envia este sinal amplificado ao excitador de vibrações. Entre o excitador de vibrações e o *stinger* aderido á placa foi colocada uma cabeça de impedância formada por um sensor de força e um acelerômetro. Outro acelerômetro foi colocado alternadamente em cada um dos 60 elementos da placa.

Figura 7-3. Sistema de medição para obter curvas de mobilidade na placa de aço com e sem amortecedores EPDs.

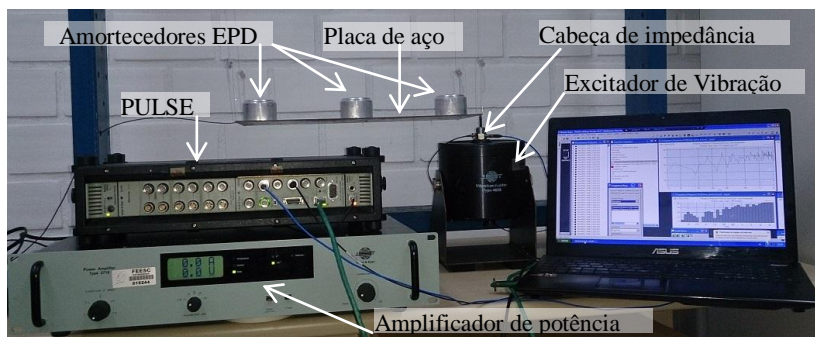


Figura 7-4. Esquema da discretização da placa de aço em 60 elementos.

1	7	13	19	25	31	37	43	49	55
2	8	14	20	26	32	38	44	50	56
3	9	15	21	27	33	39	45	51	57
4	10	16	22	28	34	40	46	52	58
5	11	17	23	29	35	41	47	53	59
6	12	18	24	30	36	42	48	54	60

Figura 7-5. Placa de aço com condição de contorno livre. O excitador de vibração está em um canto da placa e o acelerômetro em um elemento da placa discretizada. Esquerda: Placa sem amortecedores. Direita: Placa com 3 EPD.



### 7.2.1. Curvas de Mobilidade Média no Espaço

Uma quantidade comumente usada para quantificar a vibração de uma placa é o valor médio no espaço do valor quadrático médio no tempo da velocidade definida por [70]:

$$\langle \overline{v^2} \rangle = \frac{1}{S} \int_S \overline{v^2} dS, \quad (5.1)$$

onde  $\overline{\phantom{x}}$  significa o valor médio no tempo e  $\langle \phantom{x} \rangle$  o valor médio no espaço.  $S$  é estendido sobre toda a superfície de vibração, neste caso, da placa.  $v$  é a velocidade e  $\langle \overline{v^2} \rangle$  é usualmente conhecido como a velocidade quadrática média no tempo e no espaço.

Similarmente, a mobilidade quadrática média no tempo e no espaço pode ser definida como:

$$\langle \overline{Y^2} \rangle = \frac{1}{S} \int_S \overline{Y^2} dS, \quad (5.2)$$

onde  $Y$  é a função mobilidade definida como  $Y(\omega) = \frac{v(\omega)}{F(\omega)}$ .

Se a placa é discretizada em  $N$  elementos, então a Equação (5.2) chega a ser:

$$\langle \overline{Y^2} \rangle = \frac{1}{S} \sum_{j=1}^N \overline{Y_{ij}^2} \Delta S_j, \quad (5.3)$$

onde  $i$  é o ponto onde a força é aplicada. Se os  $N$  elementos têm as mesmas dimensões, e considerando que  $\overline{Y^2} = Y_{rms}^2$ , então a mobilidade quadrática média no tempo e no espaço, ou simplesmente chamada aqui a mobilidade média no espaço, é dada por:

$$\langle \overline{Y^2} \rangle = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \left( Y_{rms}^2 \right)_{ij}. \quad (5.4)$$

As curvas de mobilidade para o cálculo da mobilidade média no espaço da placa foram medidas a partir de 20 Hz até 2 kHz com um sinal de excitação do tipo *swept sine*.

### 7.2.2. Método da Banda de Meia Potência

O fator de perda do primeiro modo de vibração da placa com e sem amortecedores EPD foi medido usando o método da banda de meia potência que foi explicado na Seção 4.2.2. Este método usa uma curva de mobilidade da estrutura a medir e calcula o fator de perda através da equação 4.1.

Os pontos de entrada e resposta foram escolhidos em áreas de grande deslocamento para o primeiro modo de vibração da placa. (ver Figura 7-1). O ponto de excitação foi localizado no elemento 60 e a resposta no elemento 3 (ver Figura 7-4). Assim foram obtidas curvas de mobilidade considerando a aceleração na resposta e a força aplicada na entrada.

Foi realizada apenas uma medição de mobilidade da placa sem amortecedores com um nível de aceleração igual a -30 dB na entrada, por considerar este sistema linear. No caso da placa de aço com amortecedores o sistema é não linear e foi excitado com diferentes níveis de aceleração na entrada desde -40 dB até +7 dB (referencia 1 g de aceleração).



### 7.2.3. Método da Potência de Entrada

Outro método para quantificar o amortecimento de uma estrutura é o método da potencia de entrada (PIM) [63, 64]. Este método usa a seguinte equação para determinar o fator de perda  $\eta$ :

$$\eta = \frac{\text{Re}\{Y_{ii}(\omega)\}}{\sum_{j=1}^N m_j \omega |Y_{ij}(\omega)|^2} \quad (5.5)$$

onde  $Y_{ii}$  é a mobilidade pontual,  $Y_{ij}$  é a mobilidade de transferência entre o ponto de entrada  $i$  e o ponto de resposta  $j$  e  $m_j$  é a massa de cada um dos  $N$  elementos da estrutura discretizada. Para a aplicação do método devem ser cumpridas três suposições essenciais [65]: a substituição da energia de deformação por energia cinética; a linearidade do sistema (as mobilidades são independentes da amplitude); e que a estrutura pode ser adequadamente determinada com um modesto número de pontos de observação, cada um representando a velocidade de uma massa discreta.

## 7.3. RESULTADOS

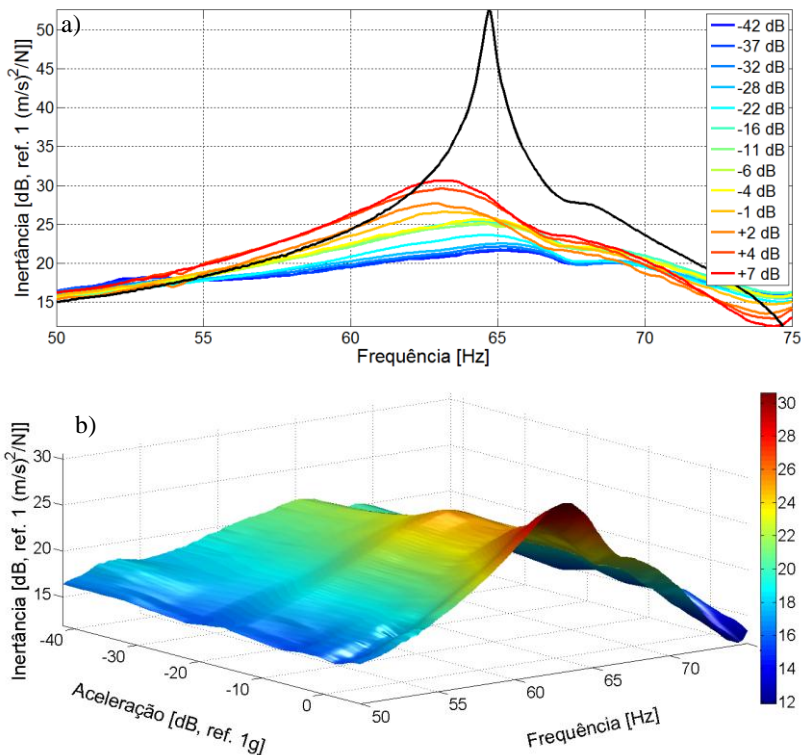
Os resultados são apresentados em duas seções. A seção 7.3.1 apresenta os resultados das medições com o método da banda de meia potência com a finalidade de analisar a atenuação na frequência natural  $f_{2,0}$  aplicando diferentes níveis de aceleração. A seção 7.3.2 apresenta os resultados em uma banda de frequências entre 20 e 2 kHz da mobilidade média no espaço e do fator de perda da placa usando o método PIM com e sem amortecedores EPD.

### 7.3.1. Amortecimento na Frequência Natural $f_{2,0}$ da Placa

A Figura 7-6a mostra as curvas de inertância centradas na frequência natural  $f_{2,0}$  da placa com e sem amortecedores. Estas curvas foram obtidas com o acelerômetro no elemento 3 e a força aplicada no elemento 60 (ver Figura 7-4). A curva preta corresponde à placa sem amortecedores e as outras curvas correspondem à placa com 3 amortecedores EPD com diferentes níveis de aceleração aplicada na entrada. Uma grande atenuação do valor pico é observada em todas as curvas. Pode ser observado também que quanto menor é o nível de aceleração aplicado, maior é

a atenuação do valor pico da placa. Devido ao fato que os EPDs estão afinados à frequência natural  $f_{2,0}$  da placa, este atuou como um neutralizador dinâmico, levando a vibração da placa às partículas. Isto coincide com os resultados vistos no Capítulo 6, onde foi concluído que quanto menor o nível de aceleração do EPD, maior é o comportamento deste como um neutralizador dinâmico. Diferente é o caso quando o EPD não está afinado em uma frequência natural do sistema como visto no Capítulo 4, por exemplo, na Figura 4.8 onde as curvas apresentam maior atenuação quando o EPD é submetido a acelerações perto de 1 g e menor atenuação quando a aceleração diminui.

Figura 7-6. Curvas de inertância da placa de aço com 3 EPD em função da aceleração na entrada a) Curvas de inertância em função da frequência. A curva preta corresponde à placa sem amortecedores. b) As mesmas curvas de inertância em a) em função da frequência e do nível de aceleração na entrada.



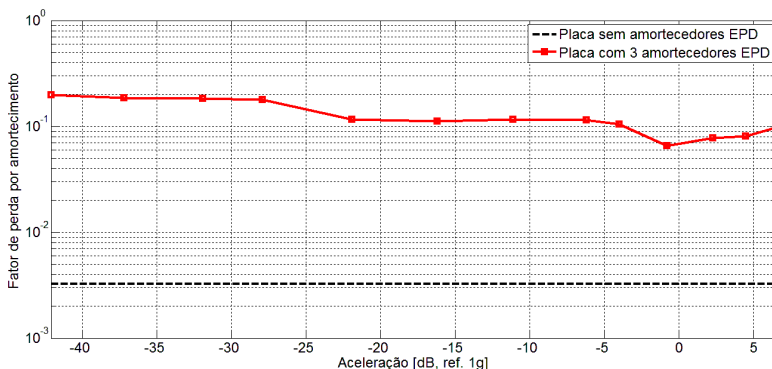
Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 7-6b mostra as mesmas curvas da Figura 7-6a mas em um gráfico 3D usando interpolação dos dados. As curvas de inertância são mostradas em função da frequência e aceleração experimentada na entrada do sistema. A barra de cores mostra os valores de inertância em dB associados a cada cor no gráfico.

Foi calculado com o método da banda de meia potência o fator de perda para cada uma das curvas da Figura 7-6a. Estas curvas foram convertidas em curvas de mobilidade para o cálculo do fator de perda. Os resultados são mostrados na Figura 7-7. Considerando que a placa de aço sem amortecedores possui um comportamento linear, o que significa que as curvas FRF não variam com a amplitude da excitação, foi feita apenas uma medição de inertância. O valor pico da curva de inertância da placa sem amortecedores na frequência natural  $f_{2,0}$  foi 52,7 dB e o fator de perda calculado foi  $\eta = 0,0032$ .

O fator de perda da placa com EPDs foi bastante superior para todos os níveis de aceleração aplicados. O valor máximo de  $\eta$  foi igual a 20% obtido com o menor nível de aceleração de entrada igual a -42,1 dB. O fator de perda neste caso foi 0,2 e o valor pico da curva de inertância, mostrada na Figura 7-6, foi de 21,6 dB. Portanto, a atenuação de vibração atingida para o modo [2 0] da placa, usando três amortecedores EPD estrategicamente localizados e aplicando uma aceleração igual a -42,1 dB foi igual a 31,1 dB. O valor mínimo de  $\eta$  foi igual a 7% obtido com um nível de aceleração de entrada igual a -0,8 dB.

Figura 7-7. Fator de perda da placa com e sem amortecedores EPD obtidas com o método da banda de meia potência na frequência natural  $f_{2,0}$ .



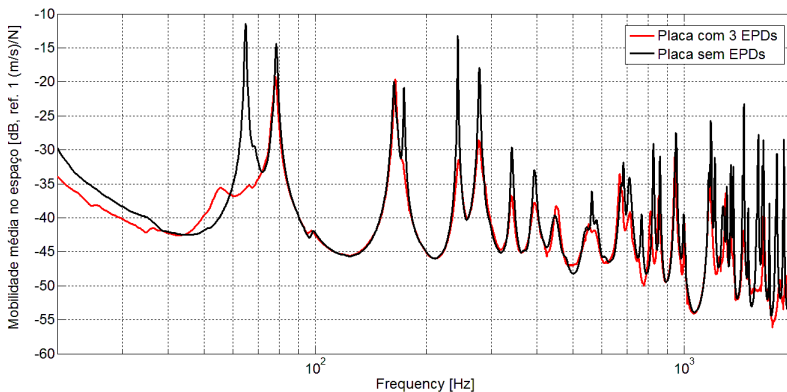
Fonte: Elaborado pelo autor.

### 7.3.2. Amortecimento na Faixa de Frequência entre 20-2kHz.

Foram medidas curvas de mobilidade na faixa de frequências entre 20 Hz e 2 kHz em cada um dos 60 elementos da placa com e sem amortecedores EPDs. Estas curvas foram usadas para calcular as curvas de mobilidade média no espaço, mostrada na Figura 7-8, e as curvas do fator de perda com o método PIM, mostradas na Figura 7-9.

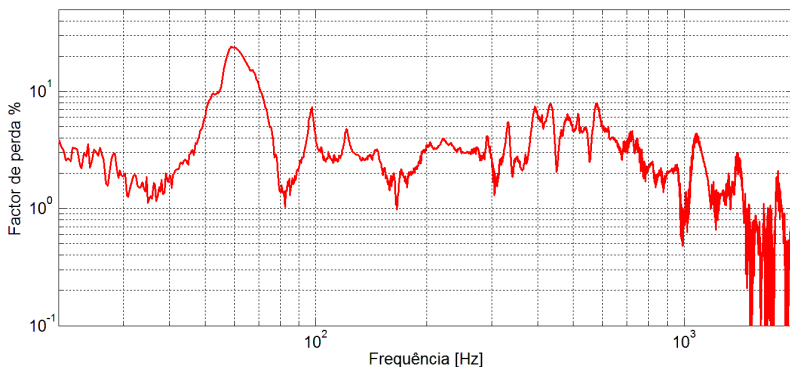
Na Figura 7-8 observa-se que o pico correspondente à frequência natural  $f_{2,0} = 64$  Hz da placa de aço sem amortecedores foi praticamente eliminado pelo uso dos amortecedores EPD. A atenuação deste pico foi aproximadamente de 24 dB. Acima desta frequência natural  $f_{2,0}$ , os amortecedores EPD ainda fornecem amortecimento à placa. Entre 70 Hz e 2 kHz observa-se que alguns picos foram grandemente atenuados (com 15 dB de atenuação), outros levemente atenuados (com 5dB de atenuação), e alguns não foram atenuados. No caso da frequência natural  $f_{1,1} = 78$  Hz esta atenuação é pequena e no caso da frequência natural  $f_{2,1} = 164$  Hz o pico não foi atenuado. Esta situação é explicada porque em ambos os casos os amortecedores ficaram localizados em linhas nodais de cada modo onde o deslocamento é zero e, portanto, a vibração não foi eficientemente transmitida até os amortecedores (As linhas modais destes modos podem ser vistas na Figura 7-1).

Figura 7-8. Mobilidade média no espaço da placa de aço com e sem amortecedores EPD.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 7-9. Fator de perda da placa com três amortecedores EPD obtidas com o método da potência de entrada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 7-9 mostra o fator de perda da placa com três amortecedores EPD através do método PIM entre 10 Hz e 2 kHz. Claramente é observado um alto pico de amortecimento centrado em 60 Hz que define a frequência de trabalho do amortecedor. Porém, os amortecedores fornecem um fator de perda acima de 2% em quase toda a faixa de frequência analisada, diminuindo apenas acima de aproximadamente 700 Hz. Esta curva de fator de perda corresponde com a atenuação obtida na placa mostrada na Figura 7-8 onde foi fortemente atenuado o pico perto de 60 Hz e a maioria dos outros picos foram atenuados pelo amortecimento adicionado à placa.

#### 7.4. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

Neste capítulo, três amortecedores EPD foram sintonizados com a primeira frequência natural  $f_{2,0}$  de uma placa de aço. O resultado foi que o pico do correspondente modo de vibração controlado pelo amortecimento adicionado por EPDs foi atenuado em 24 dB sendo praticamente eliminado. Isto faz validar a hipótese inicial de que ajustando adequadamente os parâmetros dos EPDs, tamanho, rigidez e massa das partículas, pode ser atingida uma grande atenuação dos valores pico de vibração de uma estrutura. Afirmar-se então que os amortecedores EPD podem controlar eficientemente um modo de vibração de uma placa quando são sintonizados. Porém, os pontos de aplicação dos EPDs na placa de aço,

## 118 Aplicação de um EPD Sintonizado com uma Frequência Natural de uma Placa de Aço

localizados estrategicamente para controlar um modo de vibração específico, podem coincidir com linhas nodais de outros modos. Neste caso, a vibração destes outros modos não será controlada efetivamente por não ser transmitida até os EPDs.

Acima da frequência de trabalho dos amortecedores EPDs, entre 70 Hz e 1 kHz, estes continuam adicionando amortecimento à placa atingindo um fator de perda do sistema entre 0,01 e 0,08. Nesta faixa de frequência o amortecimento adicionado atinge uma atenuação dos valores picos de até 15 dB.

Com tudo, a primeira frequência natural do amortecedor EPD e a sua localização na estrutura são os aspectos que devem ser levados em consideração na hora de planejar o controle de vibração de uma estrutura em um modo de vibração particular. Para isto, é necessário conhecer a forma do modo de vibração que se deseja controlar em determinada estrutura. Portanto, é necessário realizar previamente uma análise modal da estrutura analiticamente ou experimentalmente. Conhecendo a forma modal do modo de interesse, podem ser definidas as posições de EPDs nos pontos de máximo deslocamento.

## 8. CAPÍTULO 8: APLICAÇÃO DE EPDs EM UMA UNIDADE DE PISO DE AVIÃO E COMPARAÇÃO COM OUTRAS TÉCNICAS DE CONTROLE DE VIBRAÇÃO

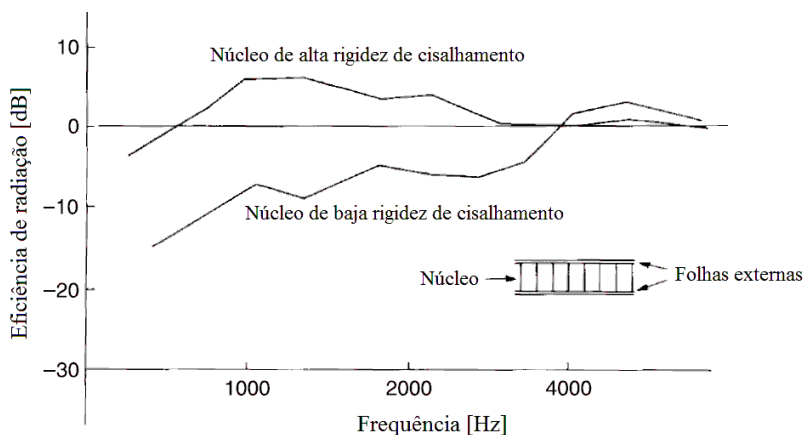
### 8.1. INTRODUÇÃO

As vibrações produzidas por fontes internas e externas de uma aeronave são transmitidas através de diferentes caminhos até chegar aos painéis do piso de avião. Na condição de cruzeiro, a camada limite turbulenta chega a ser a fonte mais importante, porém ainda os caminhos de transmissão são vários. Dependendo da configuração do avião, a transmissão da vibração da fuselagem até a estrutura do piso e, logo, a radiação sonora dos painéis do piso para o interior da aeronave pode chegar a ser um caminho de transmissão importante [71]. Estas vibrações afetam o conforto vibro-acústico dos tripulantes da aeronave o que tem levado à busca de métodos eficientes para reduzir os níveis de ruído e vibrações dentro de uma cabine. Contudo, o ruído interior de uma aeronave é considerado um problema complexo com diferentes fontes e diferentes caminhos de transmissão [72].

Como discutido no Capítulo 2, a vibração do sistema receptor pode ser controlada tratando o caminho de transmissão com isoladores de vibração. Esta técnica também tem sido considerada na aeronáutica [73,74]. Particularmente isoladores de vibração podem ser usados entre os painéis e as vigas do piso de avião para atenuar a vibração transmitida desde as fontes de uma aeronave. Também o painel do piso pode ser tratado diretamente adicionando amortecimento para atenuar os picos de vibração. Isolamento e amortecimento podem ser usados conjuntamente.

Por outro lado, painéis tipo *honeycomb* são amplamente usados como piso de avião e em estruturas aeroespaciais devido ao fato de serem leves, o que leva a um menor consumo de combustível, e resistentes. Estes painéis levam um núcleo rígido geralmente feito de alumínio. Porém, estruturas leves e rígidas são conversores eficientes de vibração em som [75]. A Figura 8.1 mostra curvas de eficiência de radiação típicas de painéis *honeycomb* obtidas por Heron [76]. Esses painéis são altamente dependentes da rigidez de cisalhamento do núcleo. Uma maior rigidez do núcleo produz uma maior eficiência de radiação do painel *honeycomb*.

Figura 8-1. Curvas de eficiência de radiação típica de painéis tipo *honeycomb*



Fonte: [76].

Foram aplicados os EPDs estudados nesta pesquisa em uma unidade de piso de avião disponível no Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC com a finalidade de avaliar o seu desempenho como amortecedor de vibrações. Esta unidade, mostrada na Figura 8-2, consiste de um painel de piso de avião tipo *honeycomb*, uma base de apoio de alumínio e seis suportes que permitem conectar o painel com a base.

O painel *honeycomb* usado é composto de um núcleo de alumínio e duas folhas externas de fibra de vidro (Epoxy/glass) com 1,47 m de comprimento, 0,61 m de largura, 10,50 mm de espessura e uma massa de 2,79 kg. Detalhes deste painel podem ser visto no Anexo 1.

A base de apoio do painel do piso foi construída com quatro vigas retangulares de alumínio oco de 1,50 mm de espessura. Para conectar o painel com a base do piso foram fabricados seis suportes cilíndricos de alumínio sólido, como mostrado na Figura 8-3. Eles foram fixados, com adesivo rígido instantâneo, à base de apoio do piso. O furo no centro tem rosca para conectar o painel rigidamente com um parafuso. Os dois furos laterais também têm rosca, mas para fixar um isolador comercial. A Figura 8.4 mostra a base de apoio do painel do piso e as posições dos suportes.



Figura 8-2. Unidade de piso de avião construída em laboratório.



Figura 8-3. Suportes cilíndricos de alumínio sólido para conectar o painel do piso com a sua base de apoio diretamente ou com um isolador comercial.



O painel *honeycomb* é fixado nos suportes da base de apoio através de parafusos. Porém, a própria forma deste tipo de painel torna não conveniente a inserção direta dos parafusos devido aos espaços livres no interior do painel, o que daria instabilidade à conexão. Para evitar este problema foram inseridos fixadores comerciais usados nestes tipos de painéis como mostrado na Figura 8-5. Mais detalhes deste tipo de fixador é mostrado no Anexo 2.

Neste capítulo são apresentados resultados experimentais dos níveis de atenuação de vibração da unidade de piso de avião construída em laboratório produzida pela adição de EPDs. Esses resultados foram comparados com a atenuação produzida por outras técnicas de controle de ruído e vibrações amplamente usadas: tratamento de amortecimento por camada limitadora (CLD, pelas suas siglas em inglês), e isoladores de vibração. A seção 8.2 mostra a metodologia usada para as medições do nível de aceleração médio no espaço do painel do piso de avião. A seção 8.3 mostra os resultados destas medições para o painel com conexão rígida à base de apoio. Nesta seção foi definido o nível de potência fornecido ao sistema, de tal maneira que os níveis de vibração no painel ficassem próximos a valores de aceleração típicos de um piso de avião, e foi feito um estudo de linearidade do sistema. A seção 8.4 apresenta os resultados da atenuação da resposta do painel do piso de avião com EPDs. A seção 8.5 mostra os resultados da resposta do painel com três tipos de isoladores. A seção 8.6 mostra os resultados da resposta do painel com um tratamento de amortecimento por camada limitadora. A seção 8.7 mostra uma comparação dos resultados obtidos com as diferentes técnicas de controle de ruído e vibrações estudadas aqui, e a seção 8.8 apresenta uma breve discussão do que foi tratado no capítulo e as conclusões.

Figura 8-4. Base de alumínio da unidade de piso de avião construída em laboratório e posições dos suportes cilíndricos de alumínio (medidas em cm).

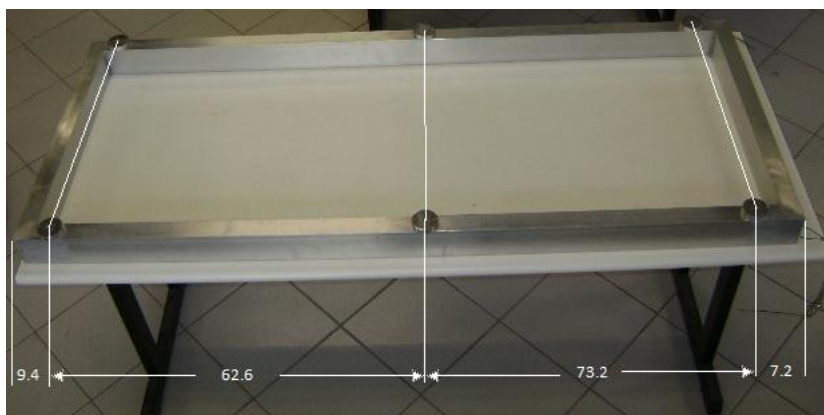


Figura 8-5. Fixador comercial instalado no painel do piso tipo *honeycomb*.



## 8.2. METODOLOGIA DAS MEDIÇÕES DO NÍVEL DE ACELERAÇÃO MÉDIA ESPACIAL NO PAINEL

As medições do nível de aceleração média no espaço do painel do piso de avião com e sem tratamento de controle de vibração foram realizadas posicionando o excitador de vibração na parte inferior da base do piso, na direção vertical, em dois pontos diferentes, e foi alimentado com um sinal de ruído branco. A montagem e o sistema de medição são mostrados na Figura 8-6. A lista dos equipamentos usados é apresentada na Tabela 1.

Figura 8-6. Montagem e sistema de medição.

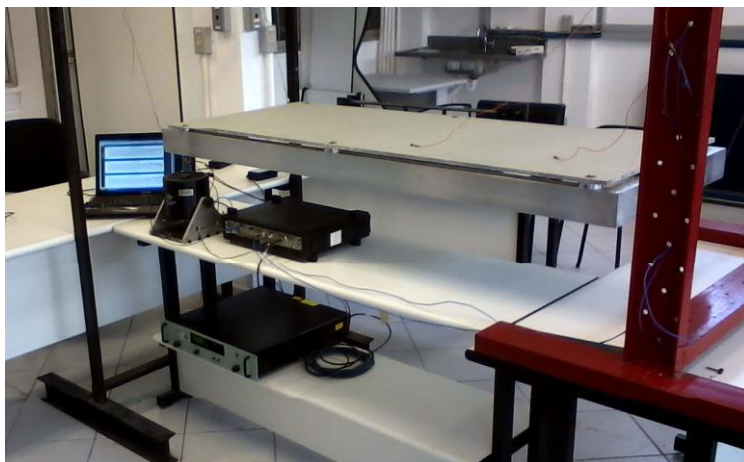


Tabela 1. Equipamento usado no sistema de medição.

Quantidade	Equipamento	Marca	Modelo
2	Acelerômetros	Bruel & Kjaer	Type 4517
1	Cabeça de impedância	PCB	288D01
1	Excitador de vibração	Bruel & Kjaer	Type 4809
1	Amplificador de potência	Bruel & Kjaer	Type 2718
1	Hardware de aquisição de dados PULSE	Bruel & Kjaer	Input/output Modulo Type 3109 and LAN Interface Type 7533

Fonte: Elaborado pelo autor.

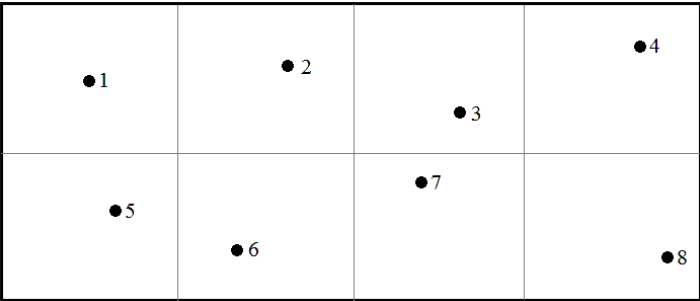
A resposta foi medida em oito pontos localizados aleatoriamente sobre a superfície do painel do piso como mostrado na Figura 8-7. Em cada um destes pontos foi obtida uma curva do nível de aceleração. Para obter uma única curva representativa do nível de aceleração do painel do piso foi calculada a aceleração média no espaço  $\langle \ddot{x} \rangle$  usando a Equação (8.1) com  $N = 8$ . O desenvolvimento desta equação foi detalhado na Seção 7.2.1, mas agora para a aceleração em lugar da mobilidade.

$$\langle \overline{\ddot{x}^2} \rangle = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \left( \ddot{x}_{rms}^2 \right)_j. \quad (8.1)$$

Todas as medições com os distintos tratamentos de controle de vibração do painel do piso foram feitas com a mesma potência elétrica enviada ao excitador de vibrações. Isto fez possível comparar os resultados do nível de vibração médio no espaço para cada tratamento aplicado.

Para realizar um estudo de linearidade foram medidas também as curvas FRF tipo inertância considerando a aceleração nas respostas e a força aplicada na base de apoio. Para este objetivo foi posicionada uma cabeça de impedância no ponto de aplicação da força de entrada ao sistema, entre o excitador de vibração e a base de apoio do piso.

Figura 8-7. Pontos de medição na superfície do painel do piso de avião.

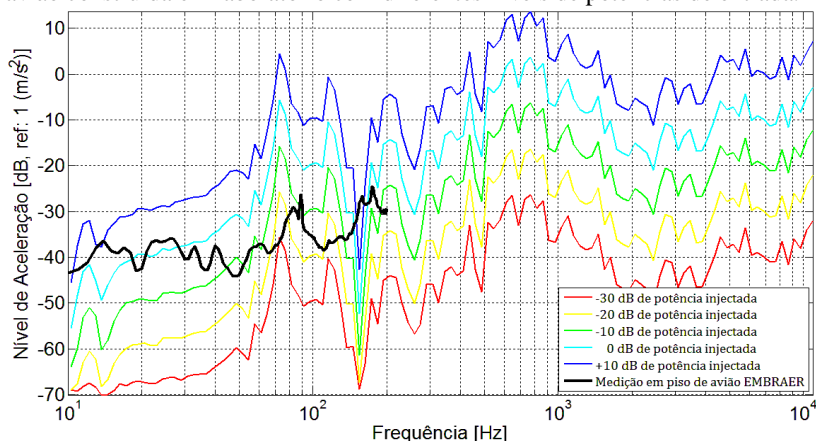


Fonte: Elaborado pelo autor.

O primeiro passo para realizar as medições foi estabelecer o nível de aceleração submetido ao painel, tomando como referência valores de aceleração típicos de um piso de avião. Para esse propósito foram adquiridos dados de medições feitas em condições normais de cruzeiro de um avião comercial [77]. Em tal estudo, um acelerômetro foi posicionado na frente de um dos pés de cinco poltronas. Foram obtidas curvas de aceleração a partir de 1 até 200 Hz. A curva média das acelerações quadráticas destas medições na direção vertical é mostrada na Figura 8-8 (curva preta). Esta figura mostra também as acelerações médias do painel do piso usando a equação (8.1), com diferentes níveis de potência de entrada variando de 10 em 10 dB a partir de 10 até 10 kHz. Mesmo que estas curvas de resposta no painel cruzam com a obtida *in-situ* em alguma frequência, não existe uma curva que coincida em toda a faixa de frequência até 200 Hz.

O segundo parâmetro para escolher o nível de potência de entrada fixo foi a coerência das curvas FRF. A potência de entrada cuja curva FRF apresentou a coerência média mais próxima de 1, o que garante uma maior confiabilidade da medição, foi escolhida como o nível de potência para todas as medições correspondentes neste capítulo. As curvas referenciadas como 0 dB na Figura 8-8 e na Figura 8-9 são as obtidas com este nível de potência de entrada. A coerência da correspondente curva FRF é mostrada na Figura 8-10.

Figura 8-8. Nível de aceleração do piso de um avião comercial em estado de cruzeiro (curva preta) e níveis de aceleração no painel da unidade de piso de avião construída em laboratório com diferentes níveis de potências de entrada.



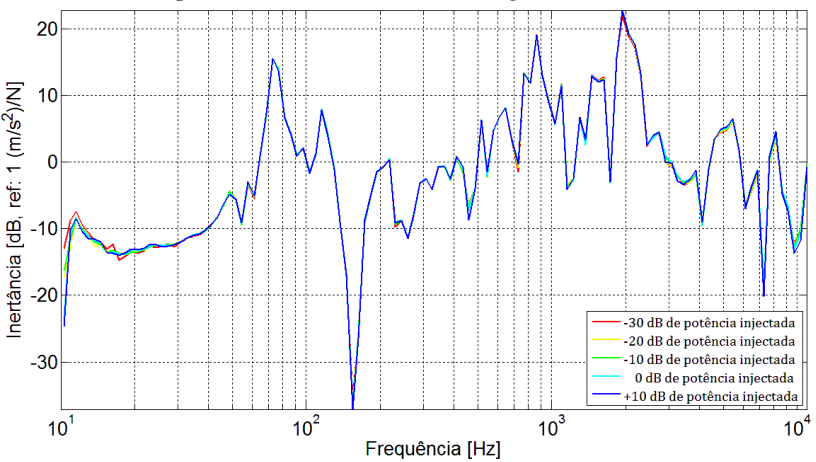
Fonte: Elaborado pelo autor.

### 8.3. NÍVEL DE ACELERAÇÃO DO PAINEL DO PISO DE AVIÃO COM CONEXÃO RÍGIDA

#### 8.3.1. Estudo de Linearidade

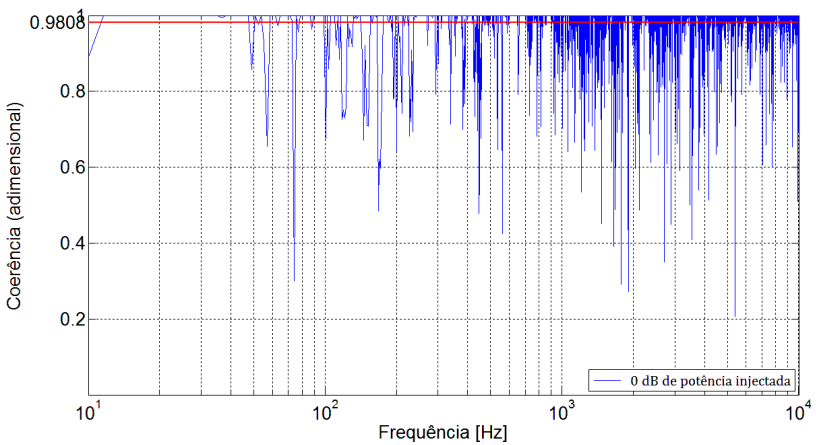
Curvas FRF são de grande utilidade no estudo vibroacústico de estruturas por serem independentes do nível de excitação de entrada e representam uma característica própria da estrutura quando o sistema tem um comportamento linear. Assim, uma forma de avaliar a linearidade de uma estrutura é comparar as FRF com vários níveis de potência injetada ao sistema dentro de uma faixa de vibração de interesse. Se as FRF não apresentam variações, isto é, todas têm a mesma curva, então o sistema é linear. A Figura 8-9 mostra as curvas de inertância obtidas das mesmas medições da Figura 8-8. Nestas medições foi aplicada uma força vertical na base do piso de avião como mostrado na Figura 8-6 e medida a resposta no ponto 3 do painel do piso de avião (ver Figura 8-7). As curvas não apresentam diferenças significativas para cada nível de potência injetada no piso de avião de forma que este sistema pode ser considerado linear na faixa de nível de excitação aplicado.

Figura 8-9. Curvas de inertância obtidas no ponto 3 do painel do piso de avião com os níveis de potência de entrada usados na Figura 8-8.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 8-10. Coerência da curva de inertância obtidas no ponto 3 do painel do piso de avião com 0 dB de potência de entrada. A linha vermelha indica o valor médio da curva.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Outra forma de conhecer a linearidade de uma estrutura é estudar as curvas de coerência das FRF medidas. A função

coerência, mede no domínio da frequência, a relação de linearidade entre dois sinais. Esta função tem valores entre 0 e 1. Um valor de 1 indica um sistema totalmente correlacionado. Um valor 0 indica não correlação entre as sinais. Os motivos de uma coerência menor de 1 pode ser não linearidade do sistema, retardos do sinal não compensados, ruído ou fugas na medição. Uma baixa coerência pode ser devido a medições erradas ou equipamentos defeituosos. Então, as curvas de coerência além de servirem para avaliar a linearidade do sistema é uma forma para garantir uma medição correta.

A Figura 8-10 mostra a coerência da curva de inertância, mostrada na Figura 8-9, obtida no ponto 3 do painel do piso de avião com 0 dB de potencia de entrada. Os anti-picos que aparecem são característicos neste tipo de medições e obedecem às ressonâncias da estrutura. Os valores em geral estão bastante próximos de 1 sendo que a média destes é igual a 0,98. Isto garante a linearidade do sistema e permite validar as medições. Esse valor médio foi o maior das curvas medidas, pelo que foi escolhido este nível de potência de entrada para todas as medições referentes a este capítulo.

### **8.3.2. Resultados das Medições do Nível de Aceleração Média no Espaço do Pannel do Piso de Avião**

Foram realizadas medições do nível de aceleração média no espaço do painel do piso de avião, com conexão rígida na sua base de apoio. Para conseguir esta condição, o painel foi parafusado em cada um dos seis suportes cilíndricos de alumínio fixados na base de apoio como mostrado na Figura 8-11.

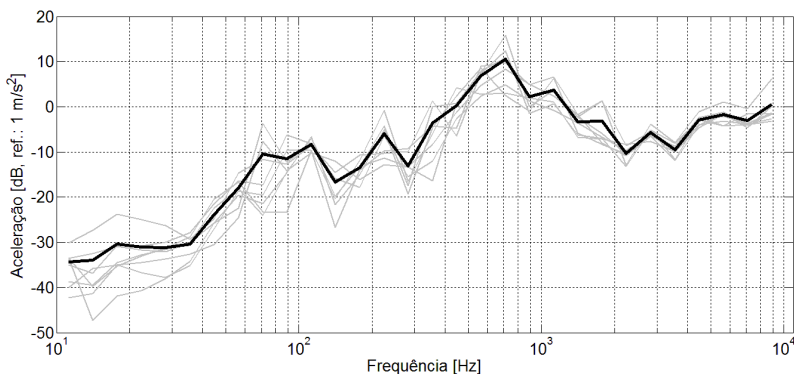
Figura 8-11. Conexão rígida do painel do piso de avião tipo *honeycomb*.





A Figura 8-12 mostra o nível de aceleração média no espaço do painel do piso de avião com conexão rígida (sem tratamento). Esta curva foi considerada como referência para calcular a atenuação da vibração do painel do piso com os diferentes tratamentos estudados. Diferentemente da Figura 8-8, estas curvas estão em terços de oitava começando em 11,22 Hz.

Figura 8-12. Curvas de aceleração do painel do piso de avião com conexão rígida. Curva preta: Nível de aceleração média espacial. Curvas cinza: níveis de aceleração em cada um dos oito pontos medidos.



Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 8.4. ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÃO DE UM PISO DE AVIÃO COM EPDs

Foram aderidos amortecedores EPDs na superfície inferior do painel do piso de avião, como mostrado na Figura 8-13, para adicionar amortecimento e diminuir os níveis de vibração. Foi medido o nível de vibração média no painel com 3 EPDs, com recipientes de acrílico com base retangular, e 20, 40 e 60 EPDs, com recipiente cilíndrico de alumínio. A Tabela 2 mostra as diferentes configurações de tipos e quantidades de amortecedores aplicados à unidade de piso de avião, e, também, a razão de massa. Esta quantidade é calculada dividindo a massa total dos EPD aplicados com a massa do painel *Honeycomb* (igual a 2,79 kg).

A Figura 8.14 mostra a atenuação da resposta média no espaço do painel do piso com os diferentes tipos de EPDs. O melhor desempenho foi conseguido por 60 EPDs com recipiente cilíndrico de alumínio. Neste estudo foi avaliado o efeito da distribuição das

### 130 Aplicação de EPDs em uma Unidade de Piso de Avião e Comparação com Outras Técnicas de Controle de Vibração

partículas no painel, comparando o desempenho de três EPD com recipientes relativamente grandes, feitos de acrílico, com 20 EPDs, com recipientes cilíndricos de alumínio. A massa das partículas de elastômero é similar em ambos os casos, porém a massa do recipiente de acrílico é igual a 115 g e a massa do recipiente de alumínio é apenas 5 g. Além disso, os 20 recipientes conseguiram ser mais bem distribuído no painel usando uma massa menor (900 g vs. 614 g). A atenuação dos 20 EPDs com recipientes cilíndricos de alumínio foi maior do que a conseguida pelos 3 EPDs com grandes recipientes de acrílico. Assim, uma maior distribuição das partículas conseguiu uma maior atenuação das vibrações num faixa ampla de frequências.

Tabela 2. Configurações dos diferentes tipos e quantidades de amortecedores EPDs aplicados à unidade de piso de avião.

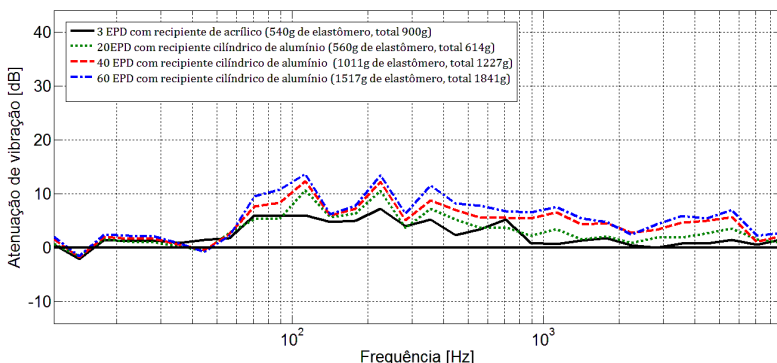
Nº de EPDs	Material recipiente	Massa recipiente	Massa partículas	Massa total	Razão de massa
3	Acrílico	360 g	540	900	0,32
20	Alumínio	54 g	560	614	0,22
40	Alumínio	213 g	1011	1227	0,44
60	Alumínio	324 g	1517	1841	0,66

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 8-13. Unidade do piso de avião com 60 EPDs na superfície inferior.



Figura 8-14. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião com diferentes tipos de amortecedores de partículas de elastômero.



Fonte: Elaborado pelo autor.

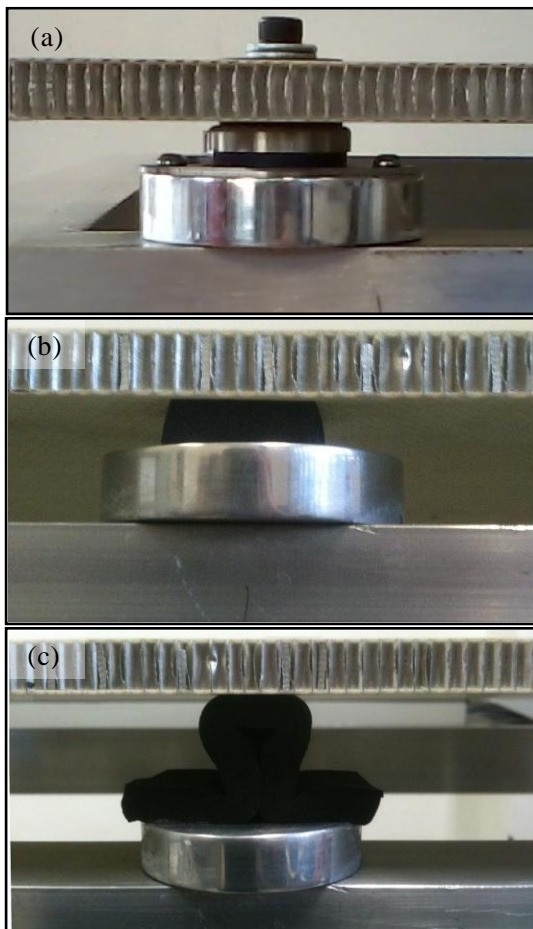
### 8.5. ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÃO DE UM PISO DE AVIÃO COM ISOLADORES

Como já tratado no Capítulo 2, uma técnica bastante utilizada no controle de ruído e vibrações são os isoladores de vibrações. Como estudo prévio, foram medidas as curvas de transmissibilidade em cinco isoladores: três comerciais; um constituído por um elastômero com base quadrada; e um constituído com um elastômero em forma de arco. As curvas de transmissibilidade destes cinco isoladores aparecem detalhados no Apêndice 2. Os dados experimentais mostraram o que foi assinalado no estudo teórico do Capítulo 2. Isto é, quanto menor é a rigidez de um isolador, menor são as suas frequências naturais, e, portanto, maior é a sua área de isolamento. Visto de outra forma, é necessário que um isolador tenha a sua primeira frequência natural o mais baixo possível da frequência mínima a ser controlada. Assim, o isolador com melhor desempenho foi aquele feito com um elastômero em forma de arco, cuja primeira frequência natural foi de 14 Hz. O seguinte melhor foi o isolador feito com um elastômero com base quadrada, cuja primeira frequência natural foi de 29 Hz. Os isoladores comerciais obtiveram as primeiras frequências naturais igual a 179, 288 e 371 Hz.

Para conhecer o desempenho destes isoladores na atenuação de

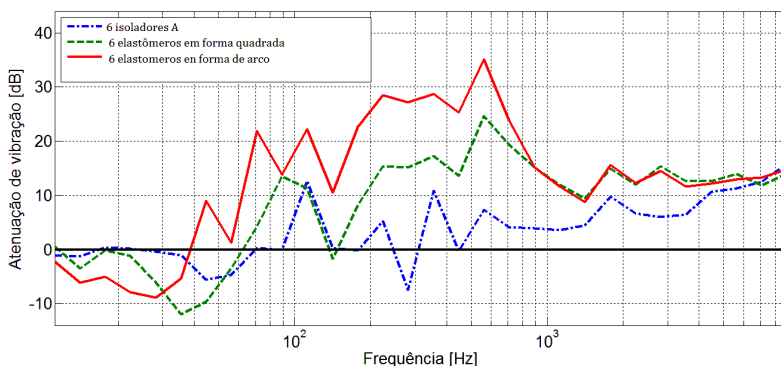
vibração do painel de piso de avião, no presente estudo, foram escolhidos os isoladores não comerciais e o isolador comercial com a sua frequência natural igual a 179 Hz. Estes isoladores foram inseridos no caminho de transmissão da vibração. Os isoladores e suas respectivas conexões entre o painel do piso com a sua base de apoio são mostrados na Figura 8-15.

Figura 8-15. Painel do piso de avião conectado com: (a) um isolador comercial, (b) um isolador formado por um elastômero com base quadrada e (c) um isolador formado por um elastômero em forma de arco.



A Figura 8-16 mostra a atenuação da resposta média no espaço do painel do piso com os três tipos de isoladores escolhidos. Novamente, como esperado pelos resultados experimentais de transmissibilidade mostrado no apêndice 2, o isolador formado por um elastômero em forma de arco alcançou a máxima atenuação. O isolador formado por um elastômero em forma quadrada conseguiu a segunda maior atenuação e o isolador comercial uma menor atenuação. Todos possuem uma área de amplificação nas baixas frequências, isto é, valores de atenuação menores de zero.

Figura 8-16. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião conectado com três tipos de isoladores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 8.6. ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÃO DE UM PISO DE AVIÃO COM TRATAMENTO DE AMORTECIMENTO POR CAMADA LIMITADORA

Outra técnica bastante utilizada no controle de ruído e vibrações são os tratamentos de amortecimento multicamadas. Para comparar o desempenho dos EPDs com as técnicas atuais foi aderido na superfície superior do painel do piso um tratamento de amortecimento por camada limitadora comercial (como mostrado na Figura 8-17). Este tratamento é projetado para o máximo desempenho em temperatura ambiente.

Os resultados da atenuação do nível de aceleração média no espaço do painel do piso de avião com o tratamento de amortecimento por camada limitadora aparecem na Figura 8-18. Também nessa figura, aparece a correspondente curva de atenuação

do piso de avião com 60 EPDs com recipientes cilíndricos de alumínio. Estas duas técnicas aplicadas no painel apresentam um comportamento similar. Porém, o tratamento de amortecimento por camada limitadora tem uma atenuação maior em altas frequências acima de 600 Hz e os EPDs nas frequências médias entre 60 e 300 Hz.

Figura 8-17. Unidade de piso de avião com um tratamento de amortecimento por camada limitadora comercial aderida.

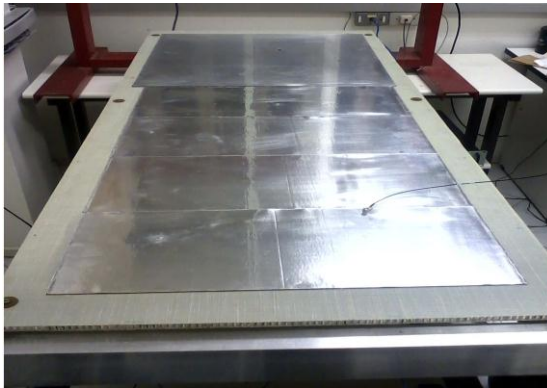
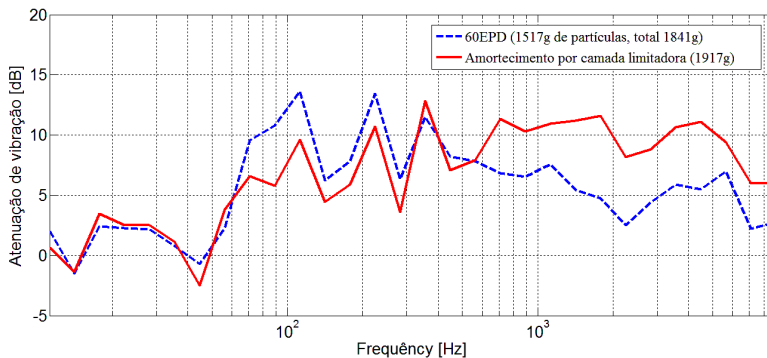


Figura 8-18. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião com 60 amortecedores de partículas de elastômero e um tratamento de amortecimento por camada limitadora comercial.

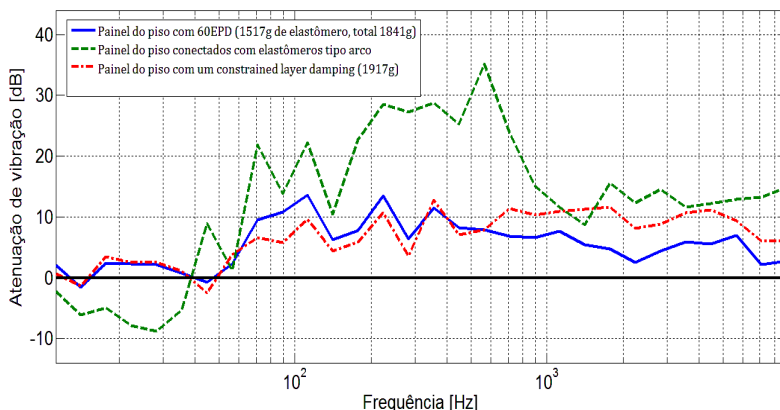


Fonte: Elaborado pelo autor.

### 8.7. COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DAS TÉCNICAS USADAS DE CONTROLE DE RUÍDO E VIBRAÇÃO

A Figura 8-19 mostra a atenuação da resposta média no espaço do painel do piso com os três tratamentos de controle de vibração utilizados: isoladores compostos de um elastômero em forma de arco; tratamento de amortecimento por camada limitadora; e 60 EPDs. Os isoladores conseguiram uma maior área de atenuação, porém apresentam uma área de amplificação para baixas frequências menores de 38 Hz. O tratamento de amortecimento por camada limitadora apresenta um melhor desempenho nas altas frequências, acima de 550 Hz, e os EPDs nas frequências médias entre 60 e 300 Hz.

Figura 8-19. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião com três tipos diferentes de controle de vibração.

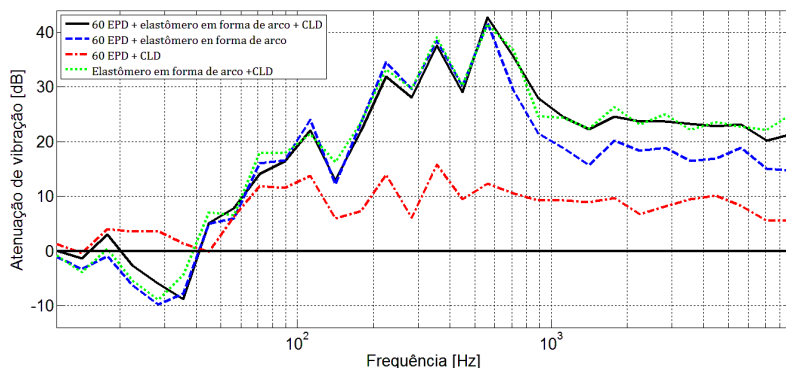


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 8-20 mostra a atenuação da resposta média no espaço do painel do piso com os tratamentos de controle de vibração combinados. Como esperado, a maior atenuação foi conseguida pela combinação dos três tratamentos, isto é, 60 EPDs + isoladores + tratamento de amortecimento por camada limitadora. A atenuação pelos isoladores + tratamento de amortecimento por camada limitadora não foi muito diferente em comparação à atenuação por 60 EPDs + os isoladores, já que esta última apresenta uma queda apenas nas altas frequências. A atenuação por 60 EPDs +

tratamento de amortecimento por camada limitadora é menor em comparação as obtidas pelas anteriores combinações, porém, ela não apresenta uma área de amplificação e a sua atenuação é bastante constante, acima de 50 Hz.

Figura 8-20. Atenuação da resposta vibratória média no espaço do painel do piso de avião com diferentes combinações de tratamentos de controle de vibração.



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 8.8. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

Os resultados das medições na unidade de piso de avião mostraram que um isolador bem projetado pode conseguir uma atenuação de vibração consideravelmente alta em comparação com tratamentos que adicionam amortecimento ao painel. Porém, isto é válido para as vibrações transmitidas via estrutural até o painel, e não para vibrações transmitidas através do ar que está em contato direto com o painel. Neste último caso, as ondas sonoras incidem diretamente com o plano do painel do piso, e assim os isoladores não deveriam interferir significativamente. Nesta situação a adição de amortecimento no painel deveria incrementar notoriamente a perda de transmissão sonora do painel. Esta perda de transmissão pode ser um tema de estudo no futuro.

Os amortecedores de partículas de elastômero conseguem uma atenuação do nível de vibração do painel do piso de avião similar àquela obtida por um tratamento de amortecimento por camada limitadora comercial. Sendo que, este último é bastante usado hoje em dia em problemas de controle de ruído e vibrações. Isto é, os



amortecedores de partículas tiveram um desempenho um pouco superior nas frequências médias, entre 60 e 300 Hz, e inferior nas frequências altas acima de 600 Hz.

O uso de amortecedores de partículas em problemas de controle de ruído e vibrações é bastante promissor considerando que estes possuem vantagens tais como fácil construção e fácil manutenção. Este sistema de amortecimento ainda é uma área aberta de pesquisa e seu desempenho pode ser controlado e melhorado com maior eficiência.

138 Aplicação de EPDs em uma Unidade de Piso de Avião e  
Comparação com Outras Técnicas de Controle de Vibração

## 9. CAPÍTULO 9: DISCUSSÃO, CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

### 9.1. DISCUSSÃO

No presente estudo foi caracterizado experimentalmente o comportamento dinâmico de alguns amortecedores EPDs com movimento vertical. Foram obtidas curvas da impedância em função da frequência e da aceleração experimentada pelo amortecedor.

As frequências naturais, o fator de perda do amortecedor EPD, e a sua localização na estrutura são os aspectos que devem ser levados em conta na hora de planejar o controle de vibração de uma estrutura em algum modo de vibração. Para isto, é necessário conhecer a forma modal de um modo de vibração que deseja ser controlado em determinada estrutura. Portanto, é preciso realizar previamente uma análise modal analítica ou experimentalmente da estrutura. Conhecendo a forma modal do modo de interesse, podem ser definidas as posições de EPDs nos pontos de máximo deslocamento.

O desempenho dos amortecedores EPDs foi comparado com outra técnica de controle de ruído e vibrações, a técnica conhecida como *constrained layer damping*. A estrutura usada para este fim foi uma unidade de piso de avião construída com um painel *honeycom* e uma base de alumínio retangular. Neste estudo foi descoberto que os amortecedores EPDs conseguem um nível de atenuação de aceleração em um piso de avião similar ao de um *constrained layer damping* comercial, atingindo um desempenho um pouco superior nas frequências médias e um pouco inferior em altas frequências. Isto é bastante promissor considerando que um amortecedor EPD possui vantagens tais como fácil construção, fácil manutenção, e é bastante durável. Além disso, este sistema de amortecimento ainda é uma área aberta de pesquisa e seu desempenho pode ser controlado e melhorado com maior eficiência.

Embora exista falta de conhecimento para um total entendimento do comportamento dos amortecedores de partículas, estes têm sido usados com sucesso para uma ampla variedade de aplicações. Isto mostra que estes amortecedores são eficazes mesmo não sendo aplicados, provavelmente, com a maior eficiência possível. A afirmação anterior estimula a continuar pesquisando nesta matéria para obter modelos que permitam prever com maior exatidão o

seu comportamento dinâmico em diferentes situações.

## 9.2. CONCLUSÕES

As conclusões expressadas no transcurso desta pesquisa podem ser resumidas nos seguintes pontos:

- Os mecanismos de dissipação de energia de um amortecedor EPD são devidos à deformação, atrito e colisões inelásticas das suas partículas. A influência de cada um destes mecanismos no amortecimento total de um EPD depende da frequência e da aceleração com que são excitados.
- O material granular de um EPD possui um conjunto de modos de vibração e as suas correspondentes frequências naturais produzidas por ondas longitudinais estacionárias similares a um sólido ou fluido. Devido a isto, um EPD pode agir como um conjunto de sistemas massa-mola unidos em paralelo. Assim, este tipo de dispositivo, além de dissipar energia, em cada uma das suas frequências naturais pode funcionar como um neutralizador dinâmico. Quando é menor o nível de aceleração submetido ao EPD, cada um dos seus modos de vibração é comportado mais próximo de um sistema massa-mola, e, portanto, mais próximo de um neutralizador dinâmico.
- Quando um amortecedor EPD é excitado em uma frequência menor da primeira frequência natural do amortecedor, e com acelerações bem menores de 1 g, este apresenta uma região com amortecimento nulo (ou quase nulo). Nesta região, as partículas são comportadas como uma massa sólida e o amortecedor EPD não funciona como tal.
- Para qualquer frequência dentro da faixa analisada e quando a aceleração é aumentada até ao redor de 1 g, as partículas alcançam um estado de fluidização. O movimento das partículas neste estado produz a máxima quantidade de dissipação de energia devido ao atrito e as colisões inelásticas entre as partículas e entre as partículas e as paredes do recipiente.
- Também, em toda a faixa de frequência analisada,

quando a aceleração é ainda aumentada até bem acima de 1 g, o amortecimento diminui.

- Quando o amortecedor é excitado em uma das suas frequências naturais, e com um nível de aceleração o suficientemente baixo, a ligação entre as partículas se mantém forte e elas comportam-se como um sólido com capacidade de propagar ondas. Neste caso, as partículas viscoelásticas dissipam energia por causa da sua deformação. Também, por estarem em ressonância, as partículas conseguem um maior movimento com menor aceleração aplicada ao recipiente do EPD. Assim, a dissipação de energia por atrito pode começar com acelerações bem menores de 1 g. O resultado é que quanto maior é a aceleração experimentada pelo recipiente do EPD, maior é o seu amortecimento. Esta afirmação é válida para acelerações até alguns poucos dB acima de 0 dB. Outra forma de enxergar este fenômeno é que as ondas estacionárias do material granular de um EPD prolongam o estado de fluidização das partículas para níveis de aceleração menores. Também, as frequências naturais de um EPD diminuem conforme aumenta a aceleração experimentada. Isto devido ao fato que o contato entre as partículas é cada vez mais fraco, e, portanto, a velocidade de propagação de onda, o módulo de elasticidade, e a frequência dos picos correspondentes as ondas estacionárias diminuem. Quando o nível de aceleração é suficientemente alto, se produz uma quebra das curvas por causa de que as partículas perdem a conexão necessária para transmitir uma perturbação.
- Um EPD dissipa energia em toda a faixa de frequências superiores da sua primeira frequência natural. Isto posto que o amortecedor EPD possui um conjunto de frequências naturais, teoricamente infinito, e com maior densidade modal enquanto aumenta a frequência.
- A relação entre a velocidade de onda longitudinal e a altura do material granular não é constante como no caso de um sólido ou fluído, mas na realidade uma reta com certa inclinação.
- Os valores da velocidade de onda em função da altura

do material granular determinados para os 3 tipos de partículas estudados foram significativamente menores em comparação àqueles em estado sólido. Isso é devido ao fato que a ligação entre as partículas é mais fraca em comparação com a ligação entre as partículas de um sólido.

- Para pequenas alturas de material granular foi observado que a sua primeira frequência natural (e aparentemente para as frequências naturais superiores) decai relativamente rápido. Porém, quando a altura das partículas é incrementada, esta frequência permanece quase constante.
- As frequências naturais de um amortecedor EPD são proporcionais ao módulo de elasticidade (ou rigidez) das suas partículas.
- Os amortecedores EPD podem controlar eficientemente um modo de vibração de uma viga e de uma placa quando são sintonizados e quando o nível de aceleração do sistema é relativamente baixo, bastante menor de 1 g. Neste caso o EPD funciona como um neutralizador dinâmico.
- Os amortecedores EPDs conseguem um nível de atenuação de aceleração em um piso de avião similar ao de um *constrained layer damping* comercial, conseguindo um desempenho um pouco superior nas frequências médias e um pouco inferior em altas frequências.

### 9.3. TRABALHOS FUTUROS

Como trabalho futuro, resulta conveniente modelar as frequências naturais de um EPD em função de parâmetros tais como densidade, rigidez, coeficiente de atrito e coeficiente de restituição das partículas. Modelos de elementos discretos têm sido bastante usados para amortecedores de partículas [19, 45, 46, 52] e podem ser uma boa alternativa.

O uso de esferas de elastômeros em um modelo de elementos discretos pode ser também adequado. No presente trabalho foram estudado amortecedores EPDs com partículas de elastômero com geometria irregular. Uma grande variabilidade das frequências

naturais do amortecedor foi obtida, isto devido às múltiplas possíveis formas de ordenamento das partículas depois de serem submetidos às vibrações. Provavelmente esta variabilidade seja menor usando partículas esféricas com igual medida.

Considerando que a velocidade de onda em um meio sólido ou granular depende do seu módulo de elasticidade, então é útil estudar no futuro a relação entre o módulo de elasticidade do elastômero no estado sólido e no estado granular. Assim, além de considerar a dependência da altura das partículas, as frequências naturais podem ser controladas com outros parâmetros tais como o material e tamanho das partículas. Também, o material granular pode ser suficientemente comprimido com uma tampa para mudar a sua densidade e assim incrementar a sua primeira frequência natural a um valor desejado.

Outra sugestão de trabalho futuro pode ser a utilização do método da potência de entrada para medir o fator de perda de um EPD em função da frequência e da aceleração. Para isso deve ser considerado o movimento das partículas e determinar a sua energia cinética. Isto pode ser estimado usando a equação de onda para o meio granular.





## REFERÊNCIAS

- 1 ROSS, D.; UNGAR, E.; KERWIN, E. M. Damping of plate flexural vibrations by means of viscoelastic laminate. In: **Sec. 3 - Structural Damping, Proceedings of ASME**, p. 49–88. 1959.
- 2 WETTON, R. E. Design and measurement of polymeric materials for vibration absorption and control. **Applied Acoustic**, v. 11, n. 2, p. 77–97, 1978.
- 3 NASHIF, A.; JONES, D.; HENDERSON, J. **Vibration Damping**. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1985. Chapter 6, p.259.
- 4 SADEK, M.; MILLS, B. Effect of gravity on the performance of an impact damper: Part 1. steady-state motion. **Arch. J. Mech. Eng. Sci. 1959-1982 (vols 1-23)**, v. 12, n. 4, p. 268–277, Aug. 1970.
- 5 LIU, W.; TOMLINSON, G. R.; RONGONG, J. A. The dynamic characterization of disk geometry particle dampers. **Journal of Sound and Vibration**, v. 280, p. 849–861, 2005.
- 6 DURAN, J. **Sand, Powders, and Grains: An Introduction to the Physics of Granular Materials**. New York: Springer-Verlag, 2000.
- 7 SALUEÑA, C.; PÖSCHEL, T.; ESIPOV, S. E. Dissipative properties of vibrated granular materials. **Phys. Rev. E**, v. 59, n. 4, p. 4422–4425, 1999.
- 8 ARAKI, Y ET AL. Impact Damper with Granular Materials : 3rd Report, Indicial Response. **Bull. JSME**, v. 28, n. 240, p. 1211–1217, Jun. 1985.
- 9 PAPALOU, A.; MASRI, S. F. An Experimental Investigation of Particle Dampers Under Harmonic Excitation., **J. Vib. Control**, v. 4, n. 4, p. 361–379, Jul. 1998.
- 10 BAPAT, C. N.; SANKAR, S. Single unit impact damper in free and forced vibration. **J. Sound Vib.**, v. 99, n. 1, p. 85–94, Mar. 1985.
- 11 DUNCAN, M. R.; WASSGREN, C. R.; KROUSGRILL, C. M. The damping performance of a single particle impact damper. **J. Sound Vib.**, v. 286, n. 1–2, p. 123–144, Aug. 2005.

- 12 CEMPEL, C. Receptance model of the multi-unit vibration impact neutralizer—‘MUVIN. **J. Sound Vib.**, v. 40, n. 2, p. 249–266, May 1975.
- 13 YANG, M. Y. et al. Development of a design curve for particle impact dampers. **Noise Control Eng. J.** v. 53, n. 1, p. 5, 2005.
- 14 BANNERMAN, M.; KOLLMER, J.; SACK, A. Movers and shakers: Granular damping in microgravity. **Phys. Rev. E**, v. 84, n. 1, p. 011301, Jul. 2011.
- 15 BOLT, R. H.; INGARD, K. U. System Considerations in Noise Control Problems. In: Harris, C. M. **Handbook of Noise Control**. New York: McGraw-Hill. 1957. Chapter 22.
- 16 HARRIS, C.; PIERSOL, A. Introduction to the Handbook, Chap 1. In: PIERSOL, A. G.; PAEZ, T.L. **Harris’ Shock and Vibration Handbook**, New York: Mc Graw Hill, 6. ed., 2010.
- 17 FAHY, F.; GARDONIO, P. **Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response**. 2. ed. Oxford: Academic Press, 2007. Chapter 9, 521 p.
- 18 TALLEY, M. Theory of Shock and Vibration Isolation, Chap 38. In: PIERSOL, A. G.; PAEZ, T.L. **Harris’ Shock and Vibration Handbook**, New York: Mc Graw Hill, 6. ed., 2010. 38.29 p.
- 19 BLAKE, R. Basic Vibration Theory, Chap 2. In: PIERSOL, A. G.; PAEZ, T.L. **Harris’ Shock and Vibration Handbook**, New York: Mc Graw Hill, 6. ed., 2010. 2.16-17 p.
- 20 UNGAR, E. Damping of Panels, Chap 14. In: Beranek, L. **Noise and Vibration Control**, Washington: McGraw-Hill, Inc, 1988.,0
- 21 JONES, D. **Handbook of Viscoelastic Vibration Damping**. 2. ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001, Chapter 2, 39 p.
- 22 ROSS, D.; UNGAR, E.; KERWIN, E. Damping of plate flexural vibrations by means of viscoelastic laminate. **Structural Damping**, ASME, New York, p.49-88, 1959.
- 23 FRIEND, R.; KINRA, V. Particle Impact Damping. **Journal of Sound and Vibration**, v. 233, n.1, p. 93-118, 2000.

- 24 DARABI, B.; RONGONG, J.A. Polymeric particle dampers under steady-state vertical vibrations. **Journal of Sound and Vibration**, v. 331, p. 3304-3316, 2012.
- 25 SÁNCHEZ, M.; ROSENTHAL, G.; PUGNALONI, L. Universal response of optimal granular damping devices. **Journal of Sound and Vibration**, v.331, p. 4389-4394, 2012.
- 26 MASRI, S. F. General Motion of Impact Dampers. **J. Acoust. Soc. Am.**, v. 47, n. 1B, p. 229–237, Aug. 1970.
- 27 PAGET, A. L. Mechanical Damping by Impact. (1930). This report is an appendix in "Damping Effect of Steel Balls in Turbine Blades," E. Johansson, **General Electric Res. Lab. Memo Rep.** c-226, 1952.
- 28 LIEBER, P.; JENSEN, D. P. An acceleration damper: Development, design and some applications. **Transactions of ASME**, v. 67, p. 523–530, 1945.
- 29 GRUBIN, C. On the theory of the acceleration damper. **Transactions of ASME. Journal of Applied Mechanics**, v. 23, n. 3, p. 373–378, 1956.
- 30 ARNOLD, R. N. Response of an Impact Vibration Absorber to Forced Vibration. **Proc. Int. Congr. Appl. Mech.**, v.9, p. 407-418, 1956.
- 31 ARNOLD, R. N. The acceleration absorber. **Proc. Int. Conf. of Appl. Mech.** v.367, 1956.
- 32 SADEK, M. M. The behaviour of the impact damper, **Proc. Inst. Mech. Eng.** v. 180, Part 1, 1965.
- 33 HOLMES, P. J. The dynamics of repeated impacts with a sinusoidally vibrating table. **J. Sound Vib.**, v. 84, n. 2, p. 173–189, Sep. 1982.
- 34 SHAW, S. W.; HOLMES, P. J. A periodically forced piecewise linear oscillator. **J. Sound Vib.**, v. 90, n. 1, p. 129–155, Sep. 1983.
- 35 TUFILLARO, N.; ABBOTT, T.; REILLY, J. **An experimental approach to nonlinear dynamics and chaos**. Massachusetts: Addison-Wesley, 1992.

- 36 SKIPOR, E.; BAIN, L. J. Application of impact damping to rotary printing equipment. **J. Mech. Des.** v. 102, n. 2, p. 338–373, 1980.
- 37 OŁĘDZKI, A. A.; SIWICKI, I.; WIŚNIEWSKI, J. Impact dampers in application for tube, rod and rope structures. **Mech. Mach. Theory**, v. 34, n. 2, p. 243–253, Feb. 1999.
- 38 EMA, S.; MARUI, E. Suppression of chatter vibration of boring tools using impact dampers. **Int. J. Mach. Tools Manuf.**, v. 40, n. 8, p. 1141–1156, Jun. 2000.
- 39 DUFFY, K. P.; BAGLEY, R. L.; MEHMED, O. On a Self-Tuning Impact Vibration Damper for Rotating Turbomachinery. **NASA/TM-2000-210215**, 2000.
- 40 SATO, T. et al. Vibration isolation in a system using granular medium. **JSME Int. J.**, v. 38, n. 3, p. 434–440, 1995.
- 41 PAPALOU, A.; MASRI, S. F. Response of impact dampers with granular materials under random excitation. **Earthq. Eng. Struct. Dyn.**, v. 25, p. 253–267, 1996.
- 42 FRIEND, R. D.; KiMnra, V. K. Particle impact damping. **J. Sound Vib.**, v. 233, n. 1, p. 93–118, May 2000.
- 43 CEMPEL, C.; LOTZ, G. Efficiency of Vibrational Energy Dissipation by Moving Shot. **J. Struct. Eng.**, v. 119, n. 9, p. 2642–2652, 1993.
- 44 SALUEÑA C.; PÖSCHEL, T.; ESIPOV, S. E. Dissipative properties of vibrated granular materials. **Phys. Rev. E.**, v. 59, n. 4, p. 4422–4425, 1999.
- 45 CHEN, T. et al. Dissipation mechanisms of nonobstructive particle damping using discrete element method. **Proc. SPIE V. 4331**, v. 4331, p. 294–301, 2001.
- 46 SAEKI, M. Impact Damping with Granular Materials in a Horizontally Vibrating System. **J. Sound Vib.**, v. 251, n. 1, p. 153–161, Mar. 2002.
- 47 SAEKI, M. Analytical study of multi-particle damping. **J. Sound Vib.**, v. 281, n. 3–5, p. 1133–1144, Mar. 2005.

- 48 FANG, X.; TANG, J. Granular Damping in Forced Vibration: Qualitative and Quantitative Analyses. **J. Vib. Acoust.**, v. 128, n. 4, p. 489, 2006.
- 49 MARHADI, K. S.; KINRA, V. K. Particle impact damping: effect of mass ratio, material, and shape. **J. Sound Vib.**, v. 283, n. 1–2, p. 433–448, May 2005.
- 50 BAI, X.-M. et al. Investigation of particle damping mechanism via particle dynamics simulations. **Granul. Matter**, v. 11, n. 6, p. 417–429, Jul. 2009.
- 51 BAI, X.-M. et al. Particle dynamics simulations of a piston-based particle damper. **Powder Technol.**, v. 189, n. 1, p. 115–125, Jan. 2009.
- 52 LU, Z.; MASRI, S. F.; LU, X. Parametric studies of the performance of particle dampers under harmonic excitation. **Struct. Control Heal. Monit.**, v.18, p.79-98, 2009.
- 53 PANOSSIAN, H. V. Structural damping enhancement via non-obstructive particle damping technique. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.114, p. 101–105, 1992.
- 54 EHRGOTT, R.; PANOSSIAN, H. V.; DAVIS, G. Modeling techniques for evaluating the effectiveness of particle damping in turbomachinery. **Rep. Técnico MSFC- 2224, NASA, Marshall Sp. Flight Cent.**, p. 1–11, 2009.
- 55 XU, Z.; WANG, M. Y.; CHEN, T. A particle damper for vibration and noise reduction. **J. Sound Vib.**, v. 270, n. 4–5, p. 1033–1040, Mar. 2004.
- 56 SIMONIAN, S. Particle beam damper. **Smart Struct. Mater'** 95, v. 2445, n. 310, 1995.
- 57 HAMILTON III, H. R.; RIGGS, G. S.; PUCKETT, J. A. Increased Damping in Cantilevered Traffic Signal Structures. **J. Struct. Eng.**, v. 126, n. 4, p. 530–537, Apr. 2000.
- 58 XIA, Z.; LIU, X.; SHAN, Y. Application of particle damping for vibration attenuation in brake drum. **Int. J. Veh. Noise Vib.**, v. 7, n. 2, p. 178, Jan. 2011.

- 59 VELICHKOVICH, A.; VELICHKOVICH, S. Vibration-impact damper for controlling the dynamic drillstring conditions. **Chem. Pet. Eng.**, v. 37, n. 4, p. 13–15, 2001.
- 60 BHATTI, R.; YANRONG, W. Simulation of Particle Damping under Centrifugal Loads. **Int. J. Mech.**, p. 303–308, 2010.
- 61 NICOLAAS, D.; ELS, J. The Effectiveness of Particle Dampers under Centrifugal Loads, These. University of Stellenbosch, 2009.
- 62 HECKEL, M. et al. Granular dampers for the reduction of vibrations of an oscillatory saw. **Phys. A Stat. Mech. its Appl.**, v. 391, n. 19, p. 4442–4447, Oct. 2012.
- 63 CARFAGNI, M.; PIERINI, M. Determining the loss factor by the power input method (PIM), Part 1; numerical investigation. **J. Vib. Acoust.**, v. 121, n. Jul. p. 417–421, 1999.
- 64 CARFAGNI, M.; PIERINI, M. Determining the loss factor by the power input method (PIM), Part 2; experimental investigation with impact hammer excitation. **J. Vib. Acoust.**, v. 121, n. Jul. p. 422–428, 1999.
- 65 TORVIK, Peter J. Material and Slip Damping, Chap 35. In: PERSOL, A. G.; PAEZ, T.L. **Harris' Shock and Vibration Handbook**, New York: Mc Graw Hill, 6. ed., 2010.
- 66 YANG, M. Y. et al. Development of a design curve for particle impact dampers. **Noise. Control. Eng. J.**, v. 53, p.5-13, 2005.
- 67 PAPALOU, A.; MASRI, S.F. Response of Impact Dampers with Granular Materials Under Random Excitation. **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v. 25 p. 253-267, 1996.
- 68 BUSTAMANTE, M. et al. “Experimental study on some parameters that affect the performance of an elastomer particle damper”. POMA, Volume 19, Structural Acoustics and Vibration, Session 1pSA: Measurement and Modeling of Structures with Attached Noise Control Materials II.

- 69 YANG, M. Y. **Development of master design curves for particle impact dampers**. 2003, Ph.D. thesis - Department of Mechanical and Nuclear Engineering, Pennsylvania, PA, 2003.
- 70 FAHY, F.; GARDONIO P. **Sound and Structural Vibration: Radiation Transmission and Response**. 2nd ed., Academic Press, Oxford, 2007. Chapter 3, p 196.
- 71 BHAT, W.V.; WILBY, J.F. Interior noise radiated by an airplane fuselage subjected to turbulent boundary layer excitation and evaluation of noise reduction treatments. **Journal of Sound and Vibration**, v. 18, n. 4, p. 449-464, 1971.
- 72 WILBY, J. F. Aircraft interior noise. **Journal of Sound and Vibration**, v. 190, n. 3, p. 545-564. 1996.
- 73 HAIN, H.L. **Vibration isolation insert for aircraft floor panels and the like**, US Patent 5,876,024. 1999.
- 74 WRIGHT, R.I.; KIDNER, M.R.F. Vibration absorbers: A review of applications in interior noise control of propeller aircraft. **Journal of Vibration and Control**, v. 10, n. 8, p. 1221-1237, 2004.
- 75 FAHY, F.; GARDONIO P. **Sound and Structural Vibration: Radiation Transmission and Response**. 2nd ed., Academic Press, Oxford, 2007. Chapter 3, p 202.
- 76 HERON, K. H. Acoustic radiation from honeycomb panels. **Proceedings of the Fifth European Rotorcraft and Powered Lift Aircraft Forum**, Amsterdam, The Netherlands, (1979).
- 77 J. A. TEXEIRA, **Desenvolvimento de Sistema de Reprodução Vibracional para Ensaios de Conforto de Aviões a Jato**. 2010. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.





**APÊNDICES**



## APÊNDICE A – CURVAS EXPERIMENTAIS DE ALGUNS ISOLADORES

Foram medidas as curvas de transmissibilidade de três isoladores comerciais com diferente rigidez, um isolador composto por um elastômero com base quadrada e um isolador composto por um elastômero em forma de arco. Os isoladores comerciais foram denominados A, B e C onde o isolador A possui a menor rigidez e isolador C a maior rigidez. O sistema de medição usado é mostrado na Figura A1.

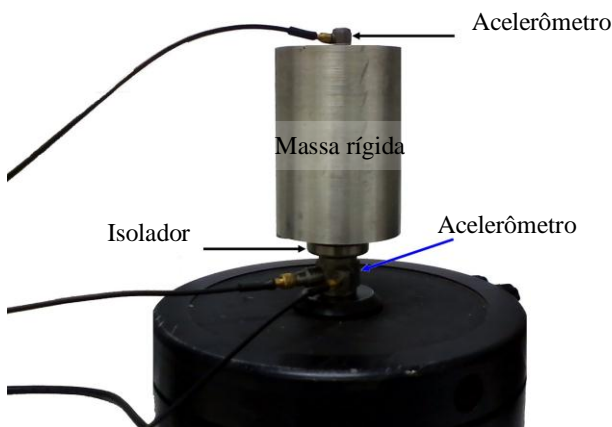


Figura A1. Sistema de medição da transmissibilidade dos isoladores.

A Figura A2 mostra as curvas de aceleração na base do isolador e na massa rígida igual a 564 g do sistema massa-isolador mostrado na Figura A1. Nas baixas frequências, onde o isolador tem um comportamento como conexão rígida, os valores de aceleração chegam a 20 dB [ref.:  $1 \text{ m/s}^2$ ]<sup>2</sup>. A potência de entrada fornecida ao isolador foi considerada como referência igual a 0 dB.

A seção A.1 mostra os resultados do estudo de linearidade e a seção A.2 mostra os resultados de transmissibilidade dos isoladores.

---

<sup>2</sup> 20 [dB, ref:  $1 \text{ m/s}^2$ ] é equivalente a uma aceleração igual a 1 g.

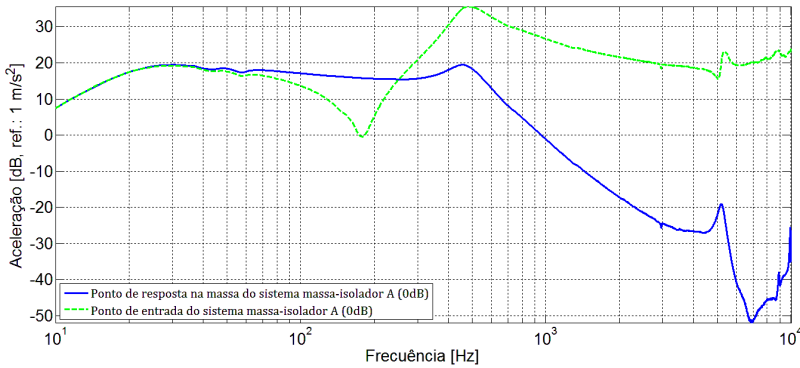


Figura A2. Curvas de aceleração na base do isolador e na massa rígida igual a 564g fixada ao isolador comercial A como mostrado na Figura AP 1. A potência entregue ao isolador foi considerada como referencia igual a 0 dB.

### A.1 Estudo de Linearidade

Foi realizado um estudo experimental de linearidade dos isoladores comparando as curvas de transmissibilidade obtidas com vários níveis de potencia de entrada ao sistema. A potência aplicada para obter as curvas mostradas na Figura A2 é considerada como 0 dB neste estudo.

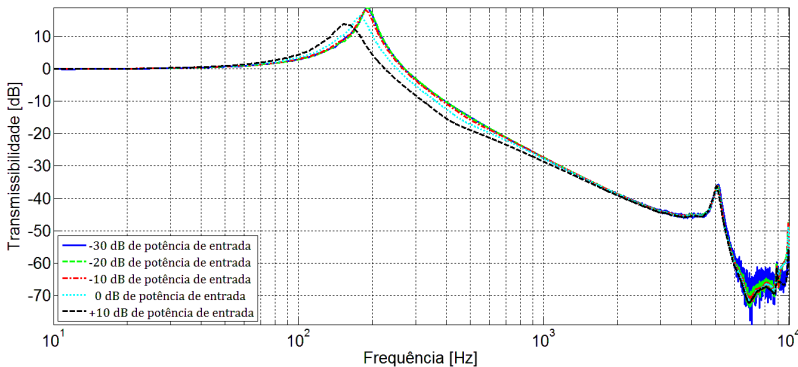


Figura A3. Estudo de linearidade do isolador A.

As curvas experimentais de transmissibilidade dos isoladores comerciais A, B e C são mostradas na Figura AP 3 até a Figura AP 5. A variação das curvas indica o grau de não linearidade. O isolador comercial A apresenta um comportamento linear até perto de -10 dB e os isoladores comerciais B e C até 0 dB. Além da

primeira frequência natural, agora são observados picos acima de 5 kHz de menor amplitude correspondentes a frequências naturais do isolador produto de outros graus de liberdade não considerados no sistema DE 1 GLD. Os resultados mostrados na subseção seguinte foram medidos aplicando uma potência de entrada de -10 dB, isto é, dentro da faixa de linearidade.

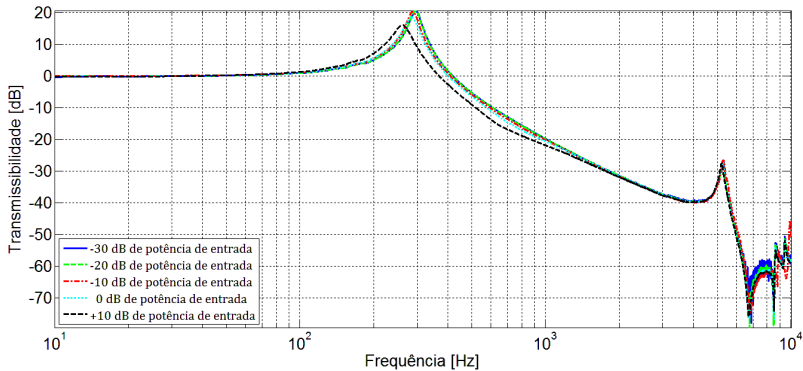


Figura A4. Estudo de linearidade do isolador comercial B.

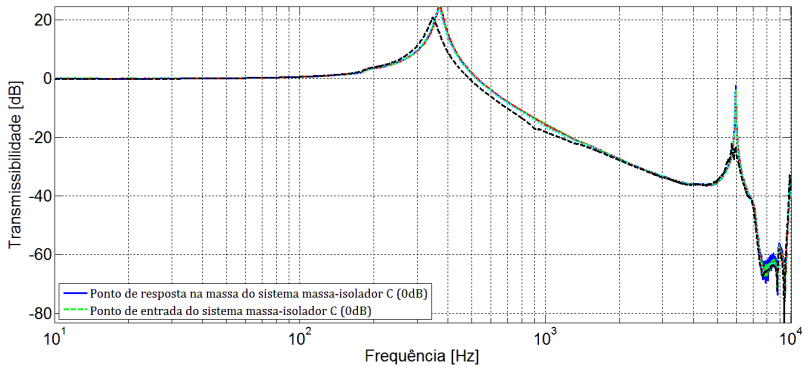


Figura A5. Estudo de linearidade do isolador comercial C.

## A.2 Comparação da Transmissibilidade dos Isoladores Estudados

A Figura A6 mostra as curvas de transmissibilidade obtidas experimentalmente dos isoladores comerciais A, B e C, de um elastômero em forma quadrada e de um elastômero em forma de arco. As primeiras frequências naturais foram 179, 288, 371, 29 e

14 Hz respectivamente. Nestas curvas pode ser observado também picos acima de 5 kHz no caso dos isoladores comerciais. A curva de transmissibilidade do elastômero quadrado não mostra um segundo pico e aquela do elastômero em forma de arco apresenta um segundo pico perto de 850 Hz. O modelo representado na Figura 2.2 tem só um grau de liberdade e, portanto, apenas um valor pico na sua curva de transmissibilidade. Porém, um isolador real possui mais graus de liberdade e assim mais picos na sua resposta. Quanto menos rígido o isolador, menor a sua primeira frequência natural e, portanto, maior a sua área de isolamento. Esta área de isolamento para um sistema DE 1 GLD foi definida na Seção 2.2.1 como a região de frequências acima de  $f_n\sqrt{2}$ , onde  $f_n$  é a primeira frequência natural do isolador. Apesar da simplicidade dos elastômeros, estes obtiveram resultados superiores do que os isoladores comerciais. Os isoladores comerciais apresentaram frequências naturais relativamente altas. Eles conseguiriam um melhor desempenho se estas frequências foram menores. Porém, existem outros aspectos técnicos envolvidos no planejamento de um isolador para estruturas aeronáuticas que provavelmente não permitem esta condição tal como a capacidade de carga, máxima deflexão, medida, durabilidade, etc. Isto constitui uma área de estudo para o desenvolvimento de isoladores apropriados para estas estruturas.

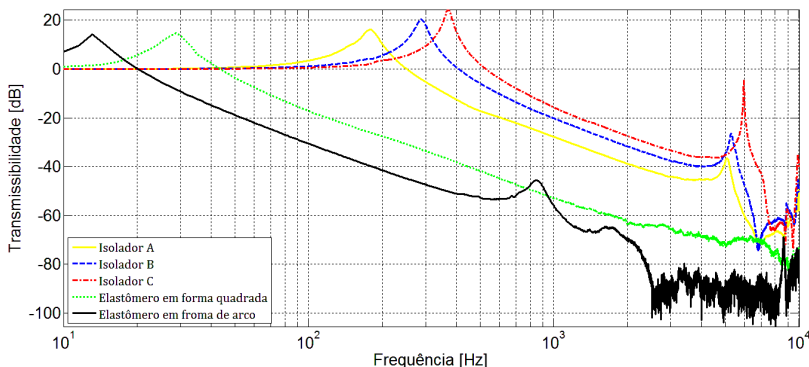


Figura A6. Comparação da transmissibilidade dos isoladores A, B e C, um elastômero em forma quadrada e um elastômero em forma de arco.

## APÊNDICE B – EXEMPLO DE UM SISTEMA DE 1 GDL COM MOVIMENTO NA BASE VARIANDO O RAZÃO DE AMORTECIMENTO

Nas seguintes figuras (Figura A1 até Figura A4) são mostradas respectivamente a magnitude, a parte real, a parte imaginária, e o ângulo de fase da impedância na base de um sistema de 1 GDL, como mostrado na Figura 5-6, com  $M = 0,1$  kg,  $f_0 = 200$  Hz para diferentes valores da razão de amortecimento  $\zeta$  ( $C = 2 \zeta M \omega_0$ ) usando a equação (5.14).

Figura B1. Magnitude da impedância na base de um sistema de 1 GDL, com a razão de amortecimento  $\zeta$  variável, com  $M_1 = 0,1$  kg e  $f_0 = 200$  Hz.

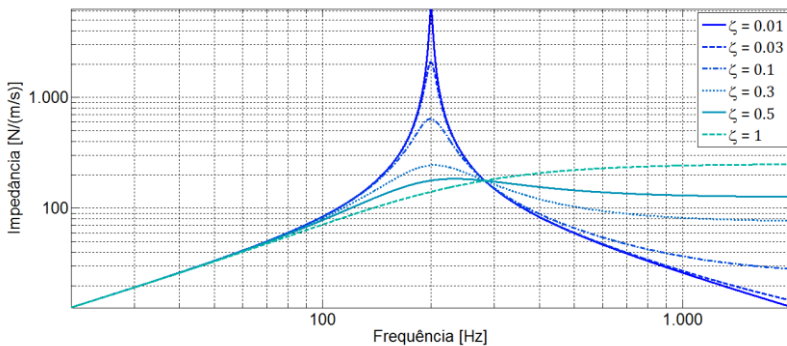


Figura B2. Parte real da impedância na base de um sistema de 1 GDL, com a razão de amortecimento  $\zeta$  variável, com  $M_1 = 0,1$  kg e  $f_0 = 200$  Hz.

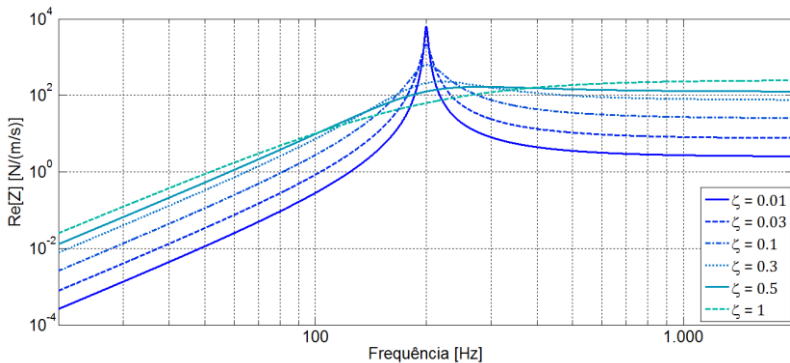


Figura B3. Parte imaginária da impedância na base de um sistema de 1 GDL, com a razão de amortecimento  $\zeta$  variável, com  $M_1 = 0,1$  kg e  $f_0 = 200$  Hz.

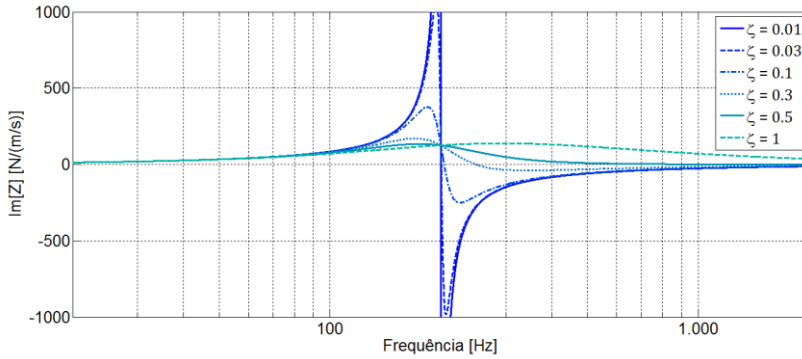
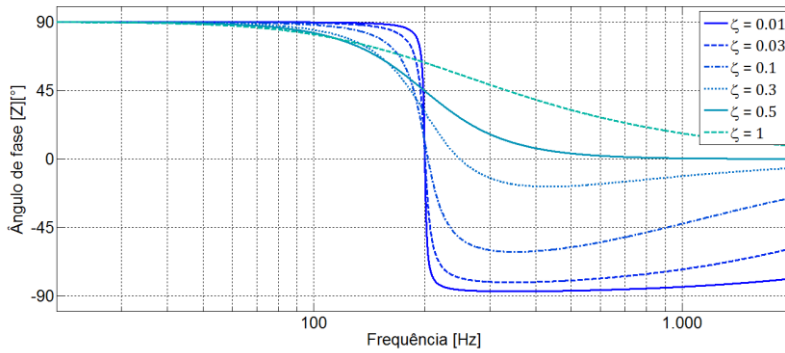


Figura B4. Ângulo de fase da impedância de na base um sistema de 1, com a razão de amortecimento  $\zeta$  variável, com  $M_1 = 0,1$  kg e  $f_0 = 200$  Hz.





**ANEXOS**



ANEXO A



[Print](#)

**P/N A402  
AIRCRAFT FLOOR PANEL  
PRODUCT DATA SHEET**

- FACINGS: 0.015" EPOXY/GLASS
- CORE: 1/8"-5052-0025-8.1 ALUMINUM HONEYCOMB PER AMS-C-7438
- PANELS MANUFACTURED PER TEKLAM PROCESS SPECIFICATION TPS-E-GL-A-400
- PANELS MEET ALL REQUIREMENTS OF BMS 4-23, TYPE II

**TYPICAL AVERAGE PROPERTY VALUES**

PROPERTY	TEST METHOD	UNIT	VALUE
Thickness	ASTM C366	inch	.39 - .41
Weight, Max	ASTM C29	lbs/sq. ft.	0.64
Warpage, Max	-	in/ft	0.02
Long Beam Flexural 'L' Ultimate Load Deflection@100lbs.	Boeing BMS 4-23 AMS-STD-401 Test Sect. 8.3	lb inch	340 0.65
Short Beam Flexural Core Shear Stress 'L' Direction 'W' Direction	AMS-STD-401	psi psi	800 470
Panel Shear, load	Boeing BMS 4-23 test Sect. 8.4	lb	875
Insert Shear, load	Boeing BMS 4-23 Test Sect. 8.7	lb	920
Impact Strength	Boeing BMS 4-23 Test Sect. 8.8	in-lb	75
Climbing Drum Peel	ASTM D1781-76	in-lb/3" width	50
Flatwise Compression	AMS-STD-401	psi	1500
Roller Cart Test	Boeing BMS 4-23 Test Sect. 8.11	Cycles@ 250lb/wheel	120,000

Flammability:  
Panels meet all requirements of FAR 25.853, Appendix F (a)(1)(i) and Appendix F (a)(2)(iii)

**Currently being used by:**  
**American Airlines, P/N ESE 356 Group III, Type II**  
**Delta Airlines, Spec No. 20-66114-20, Type II**

REV. NOV. '05

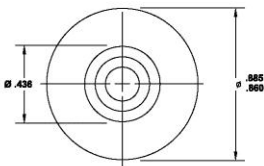
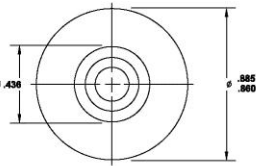
**Request Quotation**

[Home Page](#)  
[Aircraft Floor Panel Listing](#)  
Copyright©TEKLAM 1998-2010  
Site Last Updated 12/13/05

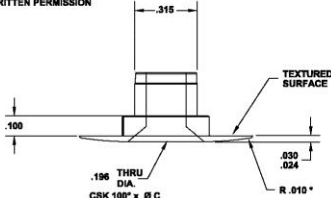
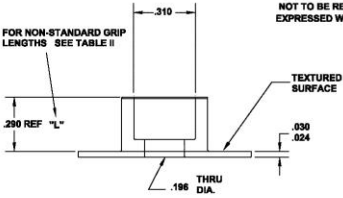


ANEXO B

© 2005 Marketing Masters, Inc.  
All rights reserved worldwide. Printed in USA



PROPRIETARY DATA  
OF MARKETING MASTERS, INC.  
NOT TO BE RELEASED WITHOUT  
EXPRESSED WRITTEN PERMISSION



G2002B-3S  
SLEEVE

GAA588B-3  
ASSEMBLY PART NUMBER

G2001B-3P  
PLUG

**TABLE I** COUNTERSINK SIZE

PART NUMBER	BOLT SIZE REF	Ø C (CSK)	INSTALLATION HOLE SIZE
G2001B-3P	(.1900)	.385	.437 .442 (7/16)
G2001BR-3P	(.1900)	.305	.437 .442 (7/16)
G2001BF-3P *	(.1900)	.000	.437 .442 (7/16)

NOTES:  
1. STANDARD INSERT ASSEMBLY SHALL ACCOMMODATE A PANEL THICKNESS RANGE OF .380 TO .410, PROVIDING A GRIP LENGTH OF .400 INCHES.  
2. OTHER GRIP LENGTHS AVAILABLE TO FIT A VARIETY OF PANEL THICKNESS RANGES. DETERMINE PANEL THICKNESS & SEE TABLE I FOR PROPER DASH NUMBER.  
3. TOTAL WEIGHT FOR STANDARD .3P (PLUG) IS 16 GRAMS, & 1.5 GRAMS FOR .3S (SLEEVE).  
4. PARTS WILL BE IDENTIFIED ACCORDING TO TITLE 14 CFR, PART 45, 45.15  
5. FLUSH MODEL PLUGS "G2001BF-3P" WILL HAVE NO RADIUS "TAPER" OF .010 ON FLANGE

MATERIAL: POLYAMIDE-IMIDE (TORLON) 4203L

**TABLE II** GRIP LENGTH


SECOND DASH NUMBER IS GRIP LENGTH	"L" = XXX (IN INCHES)
ADD SECOND DASH NUMBER TO BASIC P/N FOR NON-STANDARD GRIP LENGTHS STANDARD GRIP LENGTH = .400"	
BASIC P/NNON STANDARD P/N EXAMPLES	
GAA588B-3 (STANDARD ASBY)	GAA588B-3-500
GAA588B-3R (USING G2001BR-3P PLUG)	GAA588B-3R-500
GAA588B-3F (USING G2001BF-3P PLUG)	GAA588B-3F-500
= G2002B-3S & G2001B-3P (.400 GRIP LENGTH)	= G2002B-3S-500 & G2001B-3P-500 (.500 GRIP LENGTH)

APPLICATION:  
PLUG AND SLEEVE USED IN HONEYCOMB SANDWICH STRUCTURE FLOOR  
PANELS INSTALLED FROM BOTH SIDES OF PANEL. REQUIRES ADHESIVE  
BONDING OF SLEEVE AND PLUG TO PANEL FACE BKG. INSTALLATION  
INSTRUCTIONS ARE SHOWN ON ASP DWG GAA588B 22.

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED  
DIMENSIONS ARE IN INCHES

TOLERANCE ON DECIMALS  
X = ±.03  
XX = ±.02  
XXX = ±.010  
ANGLES = 2°

CODE IDENT.  
08ST2



Torlon Inserts

SCALE	NONE
DATE	04/26/96
DRAWN	JPG
REVISED	3/11/05
APPROVED	Richard F. Gannon

MARKETING MASTERS, INC. ®  
1871 NW Gilman Blvd, Issaquah, WA 98027  
425-454-5610 Fax 425-454-2932

**INSERT, PANEL FASTENER  
NON-METALLIC, PLUG, SLEEVE**

DWG NO.	GAA588B	SHT 1/2	REV.	N
---------	---------	---------	------	---